

3100096007779

TUGAS AKHIR

TN 1701

PERPUSTAKAAN I T S	
Tgl. Terima	20 SEP 1994
Terima Dari	H
No. Agenda Prp.	2632

**PEMILIHAN BESARNYA DAYA POMPA
YANG SESUAI UNTUK SISTEM
KEMUDI PADA KAPAL CARAKA JAYA III**

RSke
623.873
Tri
P-1
1994



Disusun oleh :

AGUS TRI PRABOWO

4894200231

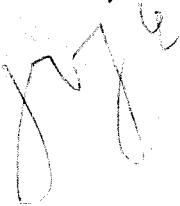
**JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
S U R A B A Y A
1994**

TUGAS AKHIR

TN 1701

LEMBAR PENGESAHAN

Menyetujui / Mengesahkan



(Ir. TONY BAMBANG, MSc)

**JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
S U R A B A Y A**

1994

KATA PENGANTAR

Segala puji syukur kami panjatkan kehadiran Tuhan Yang Maha Kasih atas berkat dan rahmatNYA sehingga kami dapat menyelesaikan *TUGAS AKHIR* yang berjudul,

*PEMILIHAN BESARNYA DAYA POMPA YANG SESUAI UNTUK
SISTEM KEMUDI PADA KAPAL CARAKA JAYA III*

Penyusunan Tugas Akhir ini merupakan suatu prasyarat, dalam rangkaian kurikulum yang ada pada Jurusan Teknik Permesinan Kapal FTK-ITS, untuk mendapatkan gelar kesarjanaan S1.

Dalam penyelesaian Tugas Akhir ini, penulis sadari banyaknya bantuan serta dorongan dari berbagai pihak, baik secara langsung maupun tidak langsung, baik material ataupun spiritual, penulis ucapkan banyak-banyak terima kasih kepada :

1. Bpk. Ir. S. Tondohartono, selaku Dekan Fakultas Teknologi Kelautan.
2. Bpk. Ir. Orianto Msc, selaku Ketua Jurusan Teknik Permesinan Kapal.
3. Bpk. Ir. Tony Bambang, selaku Dosen Pembimbing.
4. Bpk. Ir. Bambang Supangkat, selaku Dosen Wali.
5. Bapak-bapak pengajar di lingkungan FTK-ITS.
6. Rekan-rekan mahasiswa Teknik Permesinan Kapal yang telah memberikan dukungan kepada kami.

7. Orang tua beserta seluruh keluargaku yang tercinta yang telah memberikan dorongan material & moril.

Kami menyadari bahwa dalam Tugas Akhir ini masih banyak terdapat kekurangan-kekurangan, untuk itu kami harapkan saran - saran yang membangun dari para pembaca.

Akhir kata semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi para pembaca. Terima kasih.

Surabaya, 2 Pebruari 1994

P E N U L I S

A. T. PRABOWO
Nrp : 4894200231

DAFTAR ISI

<i>Lembar Pengesahan</i>		
<i>Kata Pengantar</i>	<i>i</i>	
<i>Daftar Isi</i>	<i>iii</i>	
<i>Daftar Notasi</i>	<i>v</i>	
<i>Daftar Tabel</i>	<i>viii</i>	
<i>Daftar Gambar</i>	<i>ix</i>	
BAB 1	PENDAHULUAN	1
1.1	Latar Belakang	1
1.2	Tujuan Penulisan	3
1.3	Batasan Masalah	3
1.4	Metode Penulisan	4
BAB 2	TINJAUAN UMUM TENTANG POMPA	6
2.1	Pendahuluan	6
2.1.1	Definisi Pompa	6
2.1.2	Klasifikasi	8
2.2	Pengaruh Liguida Terhadap Operasi Pompa	9
2.2.1	Viscous Liquid	10
BAB 3	TINJAUAN MENGENAI SISTEM KEMUDI PADA KAPAL CARAKA JAYA III	13
3.1	Pendahuluan	13
3.2	Bagian Utama Sistem Kemudi	15
3.2.1	Daun Kemudi	15
3.2.2	Tongkat Kemudi	17
3.2.3	Mesin Kemudi	18
3.3	Jenis-jenis Alat Kemudi	18
3.3.1	Hand Steering Gear	18
3.3.2	Mesin Kemudi Uap	20
3.3.3	Mesin Kemudi Listrik	23

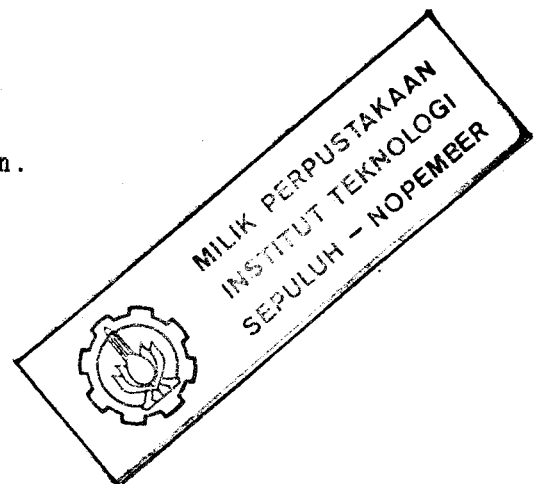
3.3.4	Mesin Kemudi Hidrolis	24
3.4	Sistem Kemudi Caraka Jaya	27
3.4.1	Perhitungan Menentukan Torsi Kemudi	28
3.4.1.1	Gaya Hidrodinamika pada Daun Kemudi	29
3.4.1.2	Menentukan Dimensi Silinder Hidrolis	38
3.4.1.3	Silender Sebagai Elemen Penggerak Linear	39
3.4.1.4	Menentukan Diameter Silinder Hidrolik	42
BAB 4	PERHITUNGAN MENENTUKAN INSTALASI PIPA TRANSMISI	
	FLUIDA KERJA	46
4.1	Fluida Kerja	46
4.1.1	Viscositas	47
4.1.2	Indek Viscositas	48
4.1.3	Titik Air	48
4.1.4	Titik Nyala	49
4.1.5	Specific Grafity	49
4.2	Jenis-jenis Fluida Hidrolik	49
4.2.1	Oli Mineral	50
4.2.2	Fluida Glicol Air	50
4.2.3	Emulsi	51
4.2.4	Oli Sintetik	52
4.3	Pemilihan Fluida Hidrolik	52
4.4	Pipa Transmisi Fluida	54
4.4.1	Pipa Fleksibel	58
4.4.2	Reservoir	58
4.4.3	Filter	59
4.4.4	Perlengkapan Lainnya	62
BAB 5	PERHITUNGAN MENENTUKAN DAYA POMPA DAN	
	DAYA MOTOR SERTA PEMILIHANNYA	64
5.1	Menentukan Power Pompa	66
5.2	Menentukan Pressure Drop pada Instalasi	66
BAB 6	K E S I M P U L A N	72
DAFTAR PUSTAKA		
LAMPIRAN		

DAFTAR GAMBAR

	<i>hal</i>
Gb. 3.1. KEMUDI BIASA	16
Gb. 3.2 KEMUDI BALANSIR	17
Gb. 3.3 KEMUDI SETENGAH BALANSIR	17
Gb. 3.4 MESIN KEMUDI TANGAN	19
Gb. 3.5 MESIN KEMUDI UAP TIPE KWADRAN	23
Gb. 3.6 MESIN KEMUDI LISTRIK	24
Gb. 3.7 MESIN KEMUDI HIDROLIK	27
Gb. 3.8 GAYA HIDRODINAMIKA PADA DAUN KEMUDI	30
Gb. 3.8a DAUN KEMUDI CARAKA JAYA	34
Gb. 3.9 SILINDER HIDROLIK	40

DAFTAR NOTASI

- A = Luas permukaan daun kemudi, m^2
 a = Jarak sumbu poros kemudi ke permukaan depan kemudi, m.
 A_s = Luas bidang tekan silinder hidrolis, m^2 .
 β = Angka beta.
 C = Koefisien tekanan.
 C_n = Koefisien gaya normal.
 C_t = Koefisien tangensial.
 C_x = Koefisien Drag.
 C_y = Koefisien lift.
 ΔP = Pressure drop, kg/cm^2 .
 D = Diameter dalam silinder, cm.
 D_m = Daya listrik motor, Kw.
 d = Diameter piston rod, inc.
 d_i = Diameter dalam pipa discharge, mm.
 d_s = Diameter dalam pipa isap, mm.
 d_{os} = Diameter luar pipa isap, mm.
 η_m = Efisiensi mekanis.
 η_o = Efisiensi total pompa.
 η_t = Efisiensi filtrasi.
 η_{vs} = Efisiensi volumetris silinder.
 η_v = Efisiensi volumetris pompa.
 F = Gaya yang bekerja pada daun kemudi, kg.
 F_s = Gaya yang dihasilkan silinder hidrolis, kg.



k = Faktor koreksi.
 K = Koefisien tahanan pada katup dan fitting.
 l = Panjang lengan tiller, mm.
 M = Momen hidrodinamik, kg.m.
 N = Putaran pompa, rpm.
 P = Tekanan discharge pompa, kg/cm^2 .
 P_i = Tekanan masukan pompa, kw.
 P_m = Tekanan kerja maksimal, kg/cm^2 .
 P_o = Tekanan hidrolis pompa, kw.
 P_n = Gaya normal, kg.
 P_t = Gaya tangensial, kg.
 P_x = Drag, kg.
 P_y = Lift, kg.
 Q = Debit fluida, m^3/det .
 R = Bilangan Reynold.
 r = Jarak antara pusat tekan gaya dg sumbu poros kemudi, m.
 ρ = Masa jeenis air laut, kg/m^3 .
 s = Panjang langkah piston, mm.
 sf = Faktor keamanan.
 st = Langkah piston terkoreksi.
 τ = Tegangan geser, kg/cm^2 .
 t = Tebal pipa, mm.
 Tr = Torsi kemudi, kg.m.
 Ts = Tensile strength, lb/in^2 .
 μ = Viscositas absolut.
 v = Kecepatan aliran fluida, m/dt.

V = Kapasitas reservoir, m³.

Vd = Displasement piston, m³.

ν = Viskositas kinematis, Cst.

Xp = Jarak pusat gaya tekan kemudi ke ujung depan daun
kemudi, m.

DAFTAR TABEL

	<i>hal</i>
Tabel 1. Koefisien bentuk daun kemudi.	35
Tabel 2. Koefisien yang tergantung profil kemudi.	36
Tabel 3. Koefisien yang tergantung penempatan kemudi.	36
Tabel 4. Jenis-jenis silinder hidrolik.	<i>lamp</i>
Tabel 5. Jenis-jenis kondisi menumpu silinder hidrolik.	43
Tabel 6. Diameter piston rod.	44
Tabel 7a. Klasifikasi filter elemen beta.	61
Tabel 7b. Klasifikasi kontaminasi kotoran.	61
Tabel 8. Korelasi satuan viskositas.	<i>lamp</i>
Tabel 9. Kapasitas aliran fluida dan kecepatannya.	<i>lamp</i>
Tabel 10. Ukuran pipa baja untuk sistem hidrolik.	<i>lamp</i>
Tabel 11. Jenis-jenis pipa fleksibel.	<i>lamp</i>
Tabel 12. Klasifikasi pompa hidrolik.	<i>lamp</i>
Tabel 14. Minyak hidrolik Tellus Oil.	<i>lamp</i>
Tabel 15. Axial piston pump.	<i>lamp</i>
Tabel 16. Uniblok.	<i>lamp</i>
Tabel 17. Vane pump.	<i>lamp</i>
Tabel 18. Koefisien tahanan pada pipa.	<i>lamp</i>

B A B I P E N D A H U L U A N

1.1 LATAR BELAKANG

Pompa adalah suatu peralatan yang dipakai untuk memindahkan fluida dari suatu tempat ke tempat yang lain, dengan jalan memberikan energi mekanik ke fluidanya. Energi kinetiknya akan menjadikan fluida berpindah karena adanya kecepatan, sedangkan energi potensialnya akan menjadikan fluida tersebut berpindah volume per volume.

Adapun menurut cara perubahan energi mekanik menjadi energi potensial, pompa dapat digolongkan menjadi 2 macam yaitu :

A. POMPA POSITIP DISPLACEMENT

B. POMPA NON POSITIP DISPLACEMENT

Dari kedua macam pompa tersebut, terdapat sifat-sifat sendiri, seperti untuk pompa positif displacement ini mempunyai pluyer yang bergerak, yang akan mendesak fluida untuk mengubah volumenya. Keunggulan dari pompa jenis ini adalah mampu mengalirkan

pompa non positif displacement pada umumnya memberikan laju aliran yang lebih besar daripada pompa positif displacement, tetapi untuk jenis ini tidak sesuai lagi apabila dipakai untuk jenis fluida yang viscositasnya tinggi. Hal ini disebabkan karena pompa jenis ini didalam merubah energi mekanik ke energi potensial, melalui energi kinetik lebih dahulu. Sehingga debit aliran fluida yang keluar dari pompa selalu konstan.

Karena ada bermacam pompa tersebut, maka akan timbul pertimbangan-pertimbangan dalam pemilihan pompa yang akan dipakai. Dallah memilih pompa perlu diperhatikan jenis zat cair yang akan di pompa, kemudian juga kapasitas dari aliran heat dan putaran dari pompa dan juga kecepatan spesifik.

Selain didalam pemilihannya, juga perlu diperhatikan untuk peletakan yang tidak sesuai dengan kebutuhan akan berakibat timbulnya kavitasi. Yang mana kavitasi yang dapat berakibat :

1. Kapasitas pompa akan turun.

Karena timbulnya uap atau gas yang larut.

2. Menimbulkan suara berisik.

Karena pecahnya gelembung uap waktu tekanan naik.

3. EROSI KAVITASI.

terhadap Impeller.

4. Korosi.

Terjadi reaksi antara gas dengan logam.

Sehingga peletakan pompa perlu diperhatikan untuk menghindari timbulnya kavitasi.

1.2 TUJUAN PENULISAN

Tujuan penulisan ini adalah untuk menganalisa sistem kemudi yang ada pada Kapal CARAKA JAYA dan untuk itu difokuskan pada pemilihan daya pompa yang sesuai.

1.3 BATASAN MASALAH

Pembahasan dalam Tugas Akhir ini dibatasi pada :

- ▶ Perhitungan dimensi silinder hidrolis.
Perhitungan meliputi besarnya torsi maksimal yang bekerja pada daun kemudi, gaya-gaya yang diteruskan serta gaya yang harus dihasilkan oleh karenanya bekerjanya silinder hidrolis.
- ▶ Penentuan sistem pipa hidrolis, yang meliputi penentuan fluida kerja , instalasi pipa dan katup-katup.
- ▶ Penentuan tenaga pompa dan motor serta pemilihannya.
- ▶ Tidak dibahas mengenai rangkaian elektronik dan otomatisasi pada pengemudian elektrik.

- ▶ Perhitungan dimensi silinder hidrolis.

Perhitungan meliputi besarnya torsi maksimal yang bekerja pada daun kemudi, gaya-gaya yang diteruskan pada tiller serta gaya-gaya yang harus dihasilkan oleh karena bekerjanya silinder hidrolis.

- ▶ Penentuan sistem pipa hidrolis , yang meliputi penentuan fluida kerja, instalasi pipa dan katup-katup.
- ▶ Penentuan tenaga pompa dan motor serta pemilihannya.
- ▶ Tidak dibahas mengenai rangkaian elektronik dan otomatisasi pada pengemudian elektrik.
- ▶ Obyek pembahasan adalah mesin kemudi hidrolis untuk kapal Caraka Jaya tipe III.
- ▶ Untuk sistem kemudi diatas, dipakai fluida Tellus 32.

1.4 METODE PENULISAN

Penulisan pada Tugas Akhir ini adalah dengan menggunakan metode :

- ▶ Studi literatur

- ▶ Studi lapangan
- ▶ Analisa masalah , yang meliputi analisa perhitungan dan pemilihannya.

B A B II

TINJAUAN UMUM TENTANG POMPA

2.1 PENDAHULUAN

2.1.1 DEFINISI POMPA

Dengan semakin canggihnya teknologi, maka semakin maju pula usaha-usaha manusia untuk menciptakan pesawat-pesawat/mechanisme baru untuk memenuhi segala macam kebutuhan hidupnya secara prakti. Salah satu diantaranya adalah suatu peralatan mekanis yang mempunyai fungsi untuk memindahkan serta mengalirkan fluida dari suatu tempat ke tempat yang lain, dimana akan terjadi perubahan energi mekanis menjadi energi potensial. Dan inilah yang kita sebut dengan pompa.

Didalam sistem perpompaan tersebut akan terjadi perubahan energi mekanis menjadi energi potensial secara langsung, ataupun menjadi energi kinetis yang kemudian baru berubah menjadi energi potensial. Perbedaan pokok

perubahan energi inilah yang akan menjadikan dua kelompok utama.

Problem utama yang harus dipikirkan dalam masalahpompa ini adalah, unit pompa itu sendiri, kemudian fluida yang dioperasikan dan sistem perpompaaannya.

Masalah unit pompa, akan erat hubungannya antara tenaga penggerak yang paling effisien digunakan untuk keperluan khusus, misal untuk sistem yang mengutamakan kebersihan, sistem yang jauh dari sumber listrik ataupun sistem lain dimana sumber uap akan mudah didapatkan.

Unit pompa sendiri sangat erat hubungannya dengan fluida yang dioperasikan, cairan kental ataupun zat-zat kimia. Hal ini tidak dapat dipisahkan satu dengan yang lain, sehingga kita dapatkan sistem yang ideal.

Masalah perpipaaan akan sangat berhubungan dengan masalah hambatan-hambatan didalam pipa-pipanya, Juga dimana pipa-pipa tersebut akan diletakkan. Sehingga pengangkutan/pemindahan fluida dilakukan dengan gaya hisap dan gaya tekan yang gunanya adalah untuk mengatasi hambatan-hambatan yang akan dialami oleh fluida pada saat pemindahan.

Pemindahan dapat terjadi dalam arah mendatar,

tegak maupun miring atau merupakan gabungan ketiga-tiganya. Pada pemindahan fluida ini terjadi hambatan-hambatan yang disebabkan perbedaan tinggi permukaan air, gesekan dan pusaran.

2.1.2 KLASIFIKASI POMPA

Adapun pembagian dari dua kelompok utama dari jenis pompa dapat kami jelaskan sebagai berikut:

1. POSITIVE DISPLACEMENT PUMP

Biasanya pompa jenis ini disebut dengan Displacement pump, dimana pada pengoperasian fluidanya akan terjadi perubahan volume rongga pompa selama 1 cycle yaitu dimulai dari volume minimal kemudian ke maksimal dan menjadi minimal kembali. Dan pada jenis ini, sistem perubahan energi potensial, sehingga pompa jenis ini sering disebut dengan POTENSIAL ENERGI PUMP.

2. NON POSITIVE DISPLACEMENT PUMP

Biasa disebut Dynamic pump.

Dimana rongga pompa selama 1 cycle tetap. Dan untuk sistem perubahan energi diubah menjadi energi kinetis lebih dahulu, kemudian baru diubah ke energi

potensial. Dengan kata lain energi diberikan secara kontinue, sehingga jenis seperti ini disebut Dynamic pump.

Dan mengingat bahwa didalam suatu perencanaan instalansi pompa harus diperhatikan antara pompa, fluida dan perpipaannya serta motor penggerak mula dan pompa. Oleh karena dalam pemulihan pompa, kita harus mengetahui karakterstik dan performasi dari pompa yang akan dipilih.

2.2 PENGARUH LIQUIDA TERHADAP OPERASI POMPA

Operasi pompa akan erat sekali hubungannya dengan cairan yang akan dipompa. Cairan atau fluida yang akan dioperasikan berpengaruh terhadap :

1. Kapasitas dan head dari unit yang dioperasikan
2. Power Input yang diperlukan
3. Material yang perlu diperlukan untuk menjamin kekuatan dan umur hidup yang panjang

Selain daripada air, yang merupakan liquid yang tidak menimbulkan problem dalam hal pemompaan, terdapat empat jenis fluida yang biasanya menimbulkan problem pemompaan yaitu :

1. Viscous liquid

2. Volatile liquid
3. Chemical liquid
4. Liquid yang mengandung campuran-campuran padat.

Pengopersiaan ke empat jenis tersebut menimbulkan problem yang sulit dalam hal pemilihan pompa, konstruksi pompa serta penggunaannya.

2.2.1 VISCOUS LIQUID

A. VISCOSITAS

Viscositas merupakan satu dan dua sifat liquid yang harus diperhatikan dalam pengoperasian viscous liquid. Sedangkan sifat yang lain adalah spesifik gravity daripada liquid tersebut. Pada problem pemompaan umumnya, viscositas dapat merupakan ukuran dari internal friction liquid yang menimbulkan resistance terhadap aliran yang melalui pipa-pipa, kutup serta pompa tersebut.

Pada gambar dibawah ini memperhatikan hubungan antara viskositas suatu liquid adalah sangat penting dalam menentukan besarnya pressure loss pada piping sistem.

Sedang untuk data-data fisik dari berbagai zat cair, antara lain mengenai berat persatuan volume,

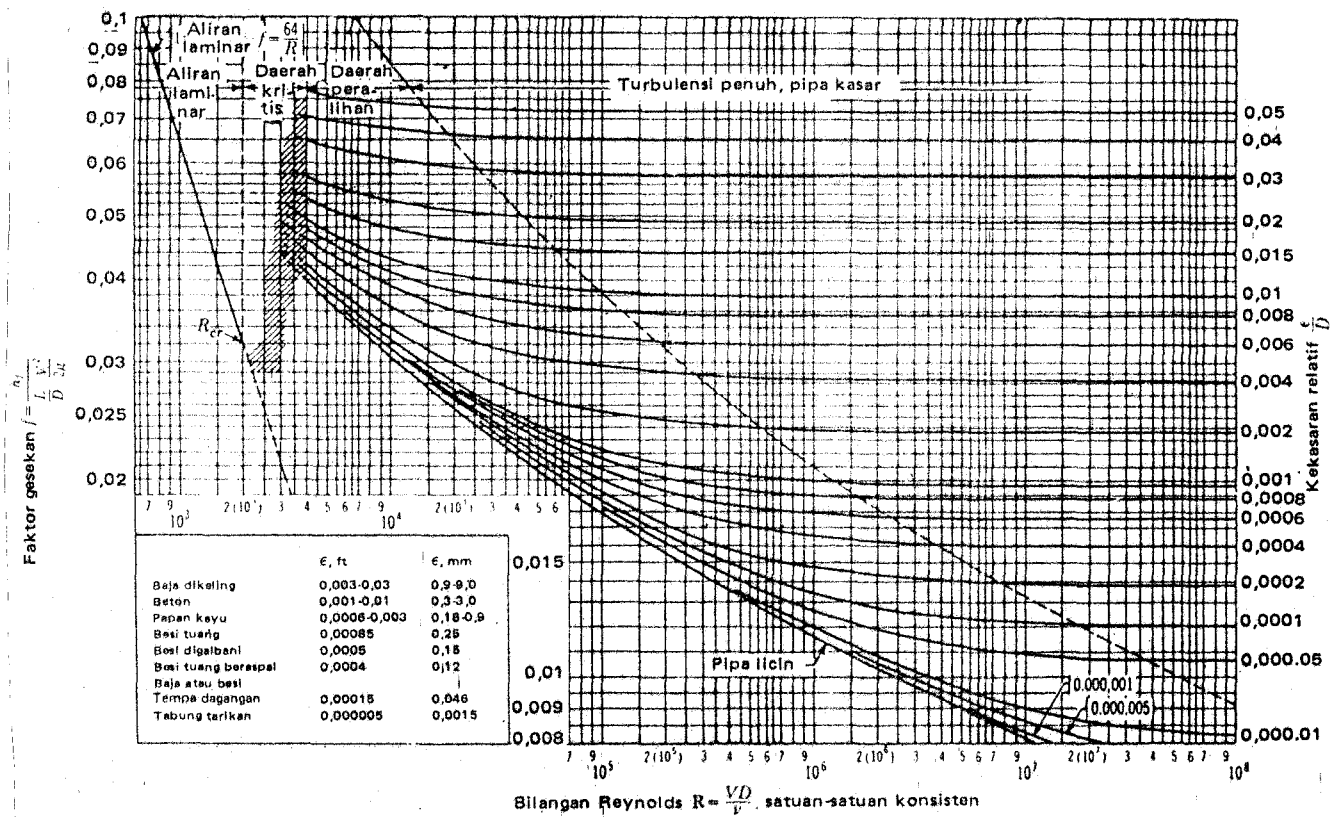
viscositas kinematis, dapat dilihat di lampiran.

B. LIQUID FLOW

Selama mengalir melalui pipa, aliran laminar atau turbulen bergantung pada kecepatan liquid, diameter pipa, Viscositas liquid serta density. Untuk setiap liquid yang mengalir dalam suatu pipa tertentu, maka ke empat jenis liquid diatas dinyatakan dalam suatu term tanpa dimensi yang disebut dengan Reynold Number (R_n). Untuk harga R_n lebih kecil dari 2300, aliran liquid dikatakan laminar. Partikel-partikel liquid dalam suatu aliran laminar mengikuti suatu jalur yang terpisah dan tidak saling berpotongan (turbulensi kecil sekali). Apabila harga R_n lebih besar dari 4000 maka aliran yang terjadi merupakan aliran turbulensi. Disini jalur dari partikel liquid sama sekali tidak beraturan dan berpotongan satu dengan yang lain.

Sedangkan untuk harga R_n antara 2300-4000 merupakan daerah kritis (Critical line), dimana biasanya aliran dengan R_n ini dianggap sebagai aliran turbulen apabila menyangkut pressure loss. Demikian akan memberikan hasil yang lebih aman karena friction loss pada aliran turbulen lebih tinggi dari pada aliran

laminar.



B A B III

TINJAUAN MENGENAI SISTEM KEMUDI PADA KAPAL CARAKA JAYA III

3.1 PENDAHULUAN

Sebagai salah satu sistem permesinan bantu di kapal, steering gear merupakan bagian terpenting dalam pengendalian gerakan kapal selama berlayar maupun ketika merapat dan meninggalkan pelabuhan. Pengendalian kapal meliputi gerakan -gerakan berbelok atau gerakan lurus yang dilakukan oleh sistem kemudi. Pada kapal -kapal kecil yang melayari dan memasuki perairan sempit dan pelabuhan - pelabuhan kecil dibutuhkan kelincahan bergerak, dalam arti banyak merubah arah dalam waktu yang relatif pendek. Sedangkan untuk kapal - kapal samodra yang banyak melalui pelabuhan - pelabuhan besar, sistem kemudinya lebih banyak untuk menjaga kemantapan arah. Sehingga dapatlah dikatakan fungsi kemudi adalah memberikan balans pada kapal baik dalam putaran atau dalam arah gerak lurus.

Untuk menjamin ketepatan pengendalian maka , suatu mesin kemudi harus memiliki karakteristik tertentu yang meliputi :

- Bekerjanya dapat dipercaya, tidak terjadi kegagalan dalam operasinya.
- Dapat dipakai dalam jangka waktu yang lama.
- Mampu menempatkan kemudi sesuai dengan sudut yang dibutuhkan pada kecepatan penuh.
- Memungkinkan untuk dapat diawasi dari beberapa tempat yang ada di kapal.
- Mempunyai ukuran secara keseluruhan dan berat yang sekecil mungkin.
- Konstruksinya sederhana dan pemeliharaan serta perbaikannya dapat dilaksanakan dengan mudah.
- Ekonomis dalam pengoperasiannya.

Berdasarkan perkembangannya, jenis - jenis mesin kemudi dapat dibedakan berdasarkan tenaga penggerak nya , antara lain :

1. Mesin kemudi yang digerakkan dengan tangan .
(*Hand Steering Gear*)
2. Mesin kemudi berpenggerak uap.
3. Mesin kemudi berpenggerak listrik.
(*Electric Steering Gear*)
4. Mesin kemudi dengan penggerak peralatan hidrolis
(*Hydraulic Steering Gear*) dan pneumatis.

Seiring dengan perkembangan teknologi maka sistem kemudi mengalami kemajuan. Dari jenis mesin -

mesin kemudi tersebut , dalam dekade ini lebih banyak kapal berkemudi hidrolis. Hal ini melihat kelebihan - kelebihan yang dimiliki sistem hidrolis. Disamping memenuhi karakteristik yang ditentukan untuk sistem kemudi, jenis ini mempunyai kelebihan dibandingkan sistem kemudi yang lain, seperti :

- susunanya ringkas
- kerjanya tidak berisik
- ukurannya secara keseluruhan kecil dalam hubungannya dengan torsi yang besar
- gerakannya lembut
- sensitif terhadap kontrol pengendalian
- dan sebagainya

Melihat kenyataan tersebut maka penulis tertarik untuk membahas sistem kemudi hidrolis dan mengangkat judul " *PEMERIKSAAN DAYA POMPA YANG PERLUAI UNTUK PPTTA KEMUDI PADA KAPAL BARAKA JAYA III* "

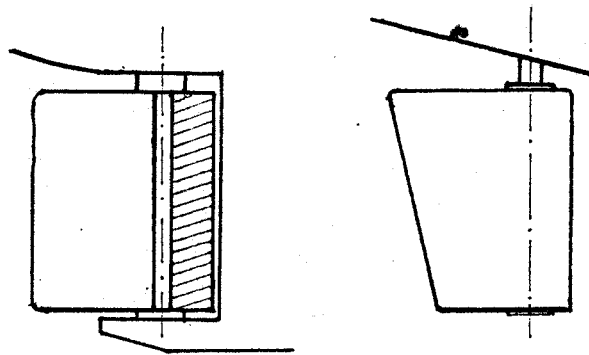
3.2 BAGIAN - BAGIAN UTAMA SISTEM KEMUDI

Untuk dapat berfungsi sebagai mana yang direncanakan, maka sistem kemudi kapal mempunyai bagian - bagian utama, sebagai berikut :

3.2.1 DAUN KEMUDI

B. Kemudi Balansir

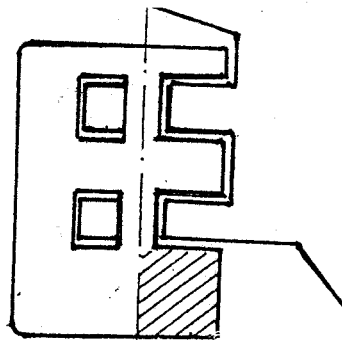
Dimana luas daun kemudi terbagi menjadi dua bagian, yaitu dimuka dan dibelakang sumbu putar daun kemudi.



GAMBAR. 3.2 KEMUDI BALANSIR

C. Kemudi Setengah Balansir

Dimana bagian atas sayap kemudi termasuk kemudi biasa sedangkan bagian bawah termasuk kemudi balansir. Bagian atas dan bawah tetap merupakan satu bagian.



GAMBAR. 3.3. KEMUDI SETENGAH BALANSIR

- menjadi :
- A. Kemudi meletak
 - B. Kemudi menggantung
 - C. Kemudi setengah menggantung

3.2.2 TONGKAT KEMUDI

(*RUDDER STOCK*)

Tongkat kemudi dan perlengkapannya menghubungkan daun kemudi dan mesin kemudi, dan akan mentransmisikan daya dari mesin kemudi ke daun kemudi.

3.2.3 MESIN KEMUDI

(*STEERING ENGINE*)

Mesin kemudi berfungsi memberikan daya untuk memutar daun kemudi sesuai dengan arah yang diinginkan.

3.2.4 ALAT KONTROL

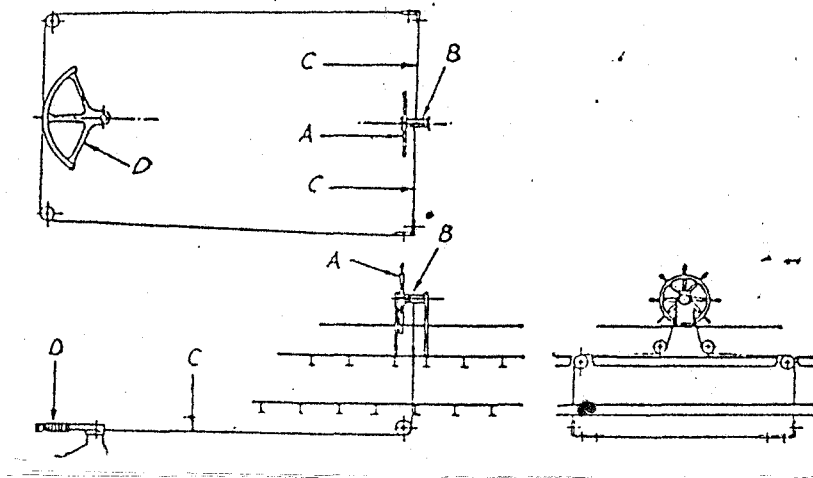
Alat ini mengontrol sudut atau posisi daun kemudi sehubungan dengan arah yang diinginkan.

3.3 JENIS - JENIS MESIN KEMUDI

3.3.1 HAND STEERING GEAR

Suatu mesin kemudi tangan (*Hand Steering Gear*) sepenuhnya digerakkan dengan tenaga manusia. Mesin

Suatu mesin kemudi tangan (*Hand Steering Gear*) sepenuhnya digerakkan dengan tenaga manusia. Mesin kemudi semacam ini hanya dipergunakan untuk kapal - kapal kecil. Pengoperasian dengan tangan dapat dibenarkan untuk poros kemudi dengan diameter maksimal 120 mm , sebanyak tidak lebih dari 25 kali putaran yang diperlukan untuk memutar roda kemudi tangan untuk menggerakkan daun kemudi dari posisi ujung kiri ke posisi ujung kanan. Gaya yang dibutuhkan untuk menjalankan kemudi tangan pada umumnya tidak boleh lebih dari 20 kg, dengan memperhatikan efisiensi pengemudian (berdasarkan *Biro Klasifikasi Indonesia*).



GAMBAR. 3. 4. MESIN KEMUDI TANGAN

3.3.2 MESIN KEMUDI UAP

Mesin kemudi dengan penggerak tenaga uap biasanya dipakai pada kapal - kapal dengan instalasi tenaga uap. Prinsip kerja mesin kemudi uap ini sama dengan prinsip kerja mesin uap torak.

Mesin kemudi uap memiliki bagian - bagian utama

1. Silinder yang merupakan tempat ekspansi dan kompresi uap.
2. Piston yang melakukan gerakan bolak balik untuk mengubah energi yang dikandung uap menjadi energi mekanik.
3. Batang torak yang akan mengubah gerakan translasi piston menjadi gerakan rotasi.

Gerakan rotasi inilah yang akan dimanfaatkan untuk menggerakkan daun kemudi pada suatu sudut tertentu. Mesin kemudi uap ini dapat melakukan putaran balik, dengan cara menggerakkan katup penghidup pada arah yang berlawanan dan merubah arah aliran uap, sehingga mesin kemudi uap ini dapat menggerakkan daun kemudi pada dua arah berlawanan.

Untuk mengkoordinasikan antara kerja roda kemudi dengan mesin kemudi , sistem ini dilengkapi dengan sisten transmisi penyambung roda kemudi yang disebut transmisi teledinamik, katup penghidup dan poros kemudi

biasanya dipakai pada kapal - kapal dengan instalasi tenaga uap. Prinsip kerja mesin kemudi uap ini sama dengan prinsip kerja mesin uap torak.

Mesin kemudi uap memiliki bagian - bagian utama

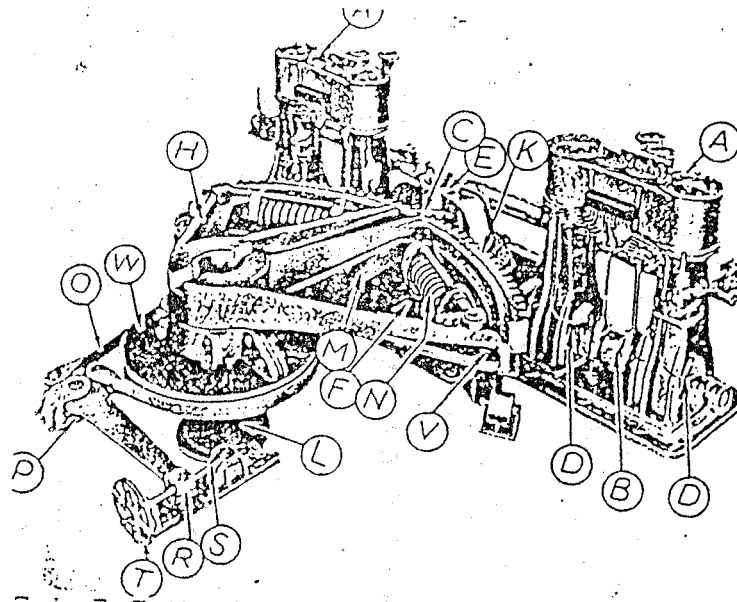
1. Silinder yang merupakan tempat ekspansi dan kompresi uap.
2. Piston yang melakukan gerakan bolak balik untuk mengubah energi yang dikandung uap menjadi energi mekanik.
3. Batang torak yang akan mengubah gerakan translasi piston menjadi gerakan rotasi.

Gerakan rotasi inilah yang akan dimanfaatkan untuk menggerakkan daun kemudi pada suatu sudut tertentu. Mesin kemudi uap ini dapat melakukan putaran balik, dengan cara menggerakkan katup penghidup pada arah yang berlawanan dan merubah arah aliran uap, sehingga mesin kemudi uap ini dapat menggerakkan daun kemudi pada dua arah berlawanan.

Untuk mengkoordinasikan antara kerja roda kemudi dengan mesin kemudi , sistem ini dilengkapi dengan sisten transmisi penyambung roda kemudi yang disebut transmisi teledinamik, katup penghidup dan poros kemudi (sisten seperti ini disebut *PERVOMOTOR*). Sedangkan sistem transmisi teledinamik sendiri terdiri dari

(sistem seperti ini disebut *PERVOMOTOR*). Sedangkan sistem transmisi teledinamik sendiri terdiri dari beberapa macam, antara lain : transmisi tipe batang, transmisi bardan, transmisi rack, transmisi tipe drum dan transmisi hidrolik.

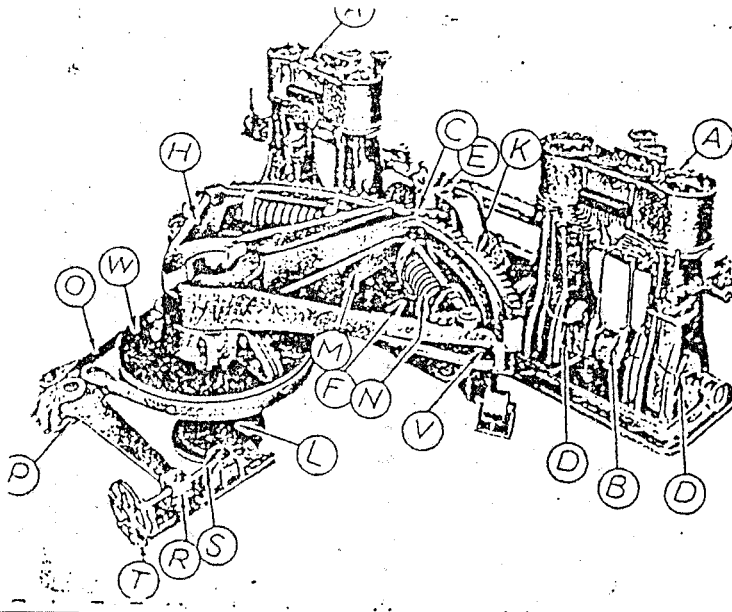
Karena adanya penempatan sistem kemudi yang tidak tepat di atas poros kemudi, maka ada dua macam sistem transmisi antara mesin kemudi ke poros kemudi yaitu transmisi tipe drum dan kwadran. Mesin kemudi tipe drum dilengkapi dengan drum dan tali atau rantai. Gerakan rotasi yang dihasilkan poros engkol dihubungkan dengan drum. Drum berfungsi untuk menggulung tali atau rantai yang menggerakkan poros kemudi sesuai dengan arah yang diinginkan. Sedangkan mesin kemudi uap tipe kwadran, menggunakan tiller dan kwadran untuk menggerakkan poros kemudi. Poros engkol mesin yang dihubungkan dengan roda gigi cacing yang akan menggerakkan roda gigi pinion. Oleh pinion tersebut, rack pada kwadran akan digerakkan sehingga memutar poros kemudi.



GAMBAR. 3. 5. MESIN KEMUDI UAP TIPE KWADRAN

3.3.3 MESIN KEMUDI LISTRIK

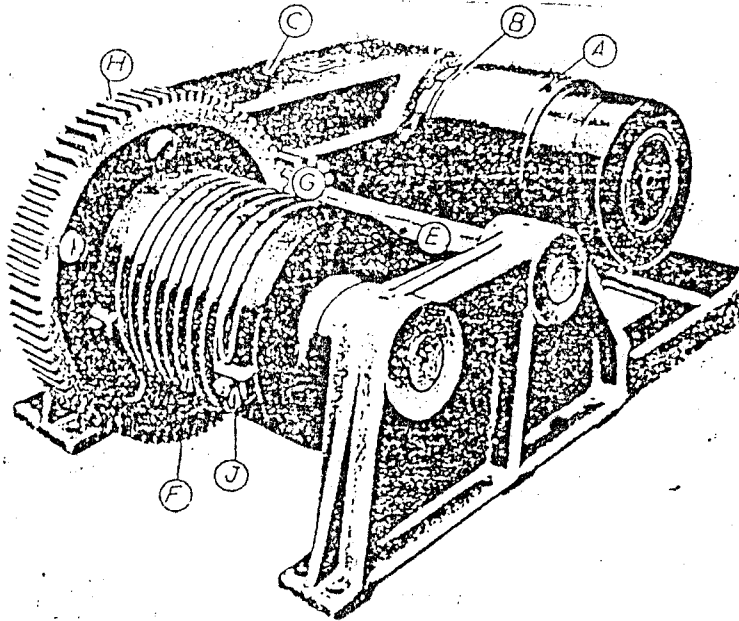
Mekanisme kemudi listrik hampir sama dengan mekanisme mesin kemudi uap. Kalau pada mesin kemudi uap penggerakannya adalah mesin uap, maka pada mesin kemudi listrik penggerakannya adalah motor listrik. Siplai daya listrik diperoleh dari jala - jala yang besumber pada genset. Seperti halnya mesin kemudi uap, mesin kemudi listrik ini ada beberapa jenisnya yaitu, tipe kwadran, tipe ulir dan tipe drum. Sedangkan transmisi teledinamiknya dapat menggunakan transmisi tiap batang , transmisi hidrolik atau elektrik telemotor.



GAMBAR. 3. 5. MESIN KEMUDI UAP TIPE KWADRAN

3.3.3 MESIN KEMUDI LISTRIK

Mekanisme kemudi listrik hampir sama dengan mekanisme mesin kemudi uap. Kalau pada mesin kemudi uap penggerakannya adalah mesin uap, maka pada mesin kemudi listrik penggerakannya adalah motor listrik. Soplai daya listrik diperoleh dari jala - jala yang benjember pada genoet. Seperti halnya mesin kemudi uap, mesin kemudi listrik ini ada beberapa jenisnya yaitu, tipe kwadran, tipe ulir dan tipe drum. Sedangkan transmisi teledinamiknya dapat menggunakan transmisi tiap batang , transmisi hidrolik atau elektrik telemotor.



GAMBAR. 3. 6. MESIN KEMUDI LISTRIK

3.3.4 MESIN KEMUDI HIDROLIS

Setelah ditemukan sistem transmisi teledinamik jenis hidrolis (*HYDRAULIC TELE MOTOR*) oleh Mr Brown pada th 1888, perkapalan jadi berkembang, salah satunya adalah sistem kemudi hidrolis(*Hydraulic Steering Gear*)

Secara umum sistem kemudi hidrolis terdiri dari bagian - bagian :

1. Transmisi Teledinamik

Yang menstransmisikan gerakan alat pengemudian ke

penghidup mesin kemudi. Ada beberapa jenis alat transmisi teledinamik yang banyak digunakan, yaitu hidrolis telemotor dan elektrik telemotor. Pada hidrolis telemotor, transmisi gerakan pengemudian menggunakan fluida oli. Sedangkan elektrik telemotor menggunakan rangkaian elektronik untuk menstranmisikan gerakan handle pengemudian. Sinyal listrik yang ditransmisikan digunakan untuk menggerakkan katup selenoid yang akan mengarahkan gerakan fluida kerja dan menghidupkan motor listrik penggerak pompa.

2. Motor Listrik

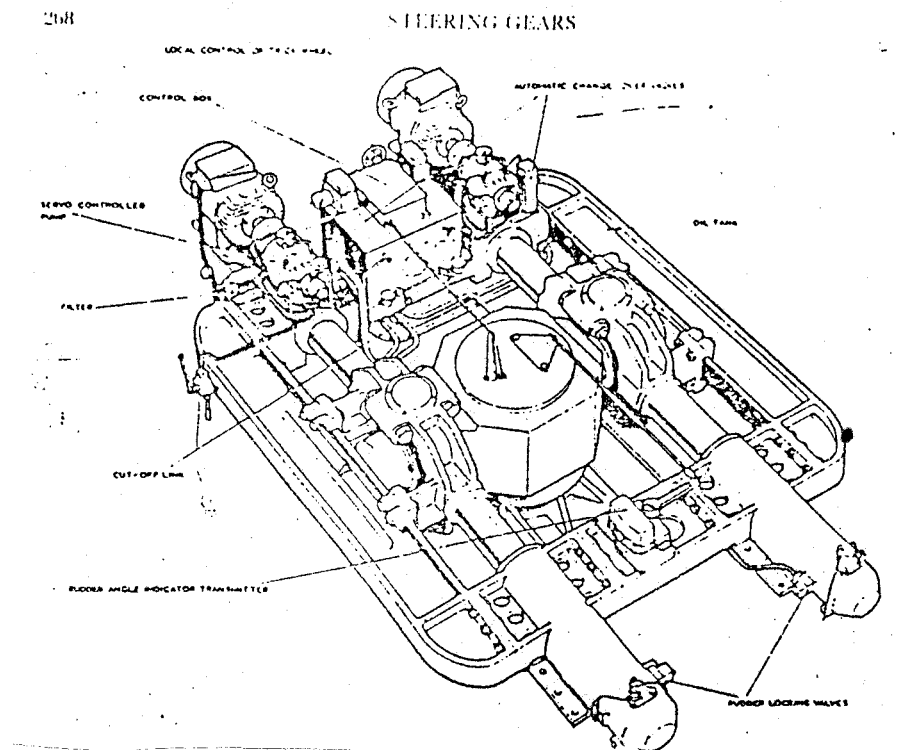
Yang berfungsi untuk menggerakkan pompa hidrolis sesuai dengan daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan daun kemudi pada torsi maksimalnya.

3. Pompa Hidrolis

Pompa ini memberikan energi pada fluida agar dapat mengalir sesuai dengan tekanan dan kecepatan yang diinginkan. Pompa hidrolis yang digunakan adalah jenis pemindahan positip (*Positive Displacement Pump*). Jenis ini yang banyak digunakan adalah pompa roda gigi, pompa sudu - sudu, pompa torak. Ketiganya mampu menghasilkan tekanan yang tinggi.

4. Servomotor

Yang berupa katup - katup untuk merubah aliran fluida



GAMBAR. 3. 7. MESIN KEMUDI HIDROLIK

3.4 SISTEM KEMUDI CARAKA JAYA

Sistem kemudi pada Caraka Jaya direncanakan menggunakan sistem kemudi hidrolis yang digerakkan motor listrik. Daun kemudinya dari tipe balansir yang dipasang meletak di belakang propeller.

Adapun data-data teknis kapal dan permesinannya :

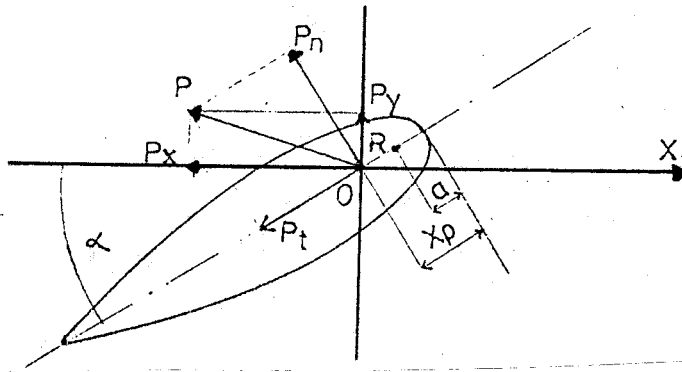
Nama kapal	= KM. Caraka Jaya III
DWT/Type	= 3650 DWT/Semi kontainer
LPP	= 92,15 m

kemudi digerakkan menurut sudut tertentu, maka akan bekerja gaya - gaya hidrodinamis. Gaya ini tidak simetris dengan centerline daun kemudi. Gaya tersebut akan menimbulkan torsi pada poros kemudi yang menghubungkannya ke mesin kemudi. Di samping itu juga timbul momen terhadap titik berat kapal sehingga menyebabkan rotasi kapal terhadap sumbu yang saling tegak lurus yaitu sumbu longitudinal atau sumbu memanjang kapal yang menyebabkan kapal oleng, sumbu transversal atau sumbu melintang kapal yang menyebabkan trim kapal. Dalam hubungannya dengan mesin kemudi hanya rotasi terhadap sumbu vertikal saja yang diperlukan dalam menentukan torsi kemudi.

3.4.1.1 GAYA-GAYA HIDRODINAMIKA YANG BEKERJA PADA DAUN KEMUDI

Teori gaya gaya yang bekerja pada daun kemudi dikembangkan dengan mengasumsikan suatu kemudi yang tenggelam dalam air digerakkan ke muka tanpa ada kapal didepannya. Daun kemudi dianggap berbentuk aerofoil. Jika daun kemudi digerakkan ke arah kanan , maka akan terjadi gangguan aliran, sehingga kecepatan aliran pada kedua sisi daun kemudi berlainan. Dengan memberlakukan hukum Bernoulli, maka kecepatan akan turun, sebaliknya

pada bagian sisi kanan berkurang dan tekanannya akan bertambah. Akibat adanya perbedaan tekanan antara sisi kiri dan sisi kanan maka akan terjadi gaya P_n yang bekerja tegak lurus centerline daun yang berarah ke bagian portside. Sedangkan akibat gerakan kemudi ke muka akan timbul tahanan air P_t yang sejajar dengan centerline kemudi. Resultante kedua gaya ini menghasilkan gaya P , yang dapat diuraikan menjadi dua komponen gaya P_x pada centerline kapal yang berarah ke belakang yang disebut drag dan P_y yang tegak lurus centerline kapal yang berarah ke portside kapal yang disebut lift.



GAMBAR. 3. 8. GAYA-GAYA HIDRODINAMIK PADA DAUN KEMUDI

P_y = lift

P_x = drag

P_n = Gaya normal

P_t = Gaya tangensial

$$\begin{aligned} P &= [P_x^2 + P_y^2]^{1/2} \\ &= [P_n^2 + P_t^2]^{1/2} \dots \dots \dots (3.1) \end{aligned}$$

$$P_n = P_y \cos \alpha + P_x \sin \alpha$$

$$P_t = P_x \cos \alpha - P_y \sin \alpha$$

Titik potong gaya P dengan bidang simetris kemudi disebut "*Pusat Tekan pada Kemudi*". Dengan demikian dapat dihitung besarnya momen hidrodinamik pada kemudi :

$$M = P_n (X_p - a) \dots \dots \dots (3.2)$$

Dimana :

X_p = jarak pusat gaya kemudi ke permukaan depan kemudi

a = jarak sumbu poros kemudi ke permukaan depan kemudi

Dalam pelaksanaannya pengukuran masing - masing gaya yang bekerja pada daun kemudi, dibuat koefisien - koefisien tidak berdimensi sebagai angka pembanding pada kemudi-kemudi yang sejenis. Dari rumus tahanan air terhadap benda yang tenggelam dalam air, maka :

$$P = 1/2 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A \cdot C \dots \dots \dots (3.3)$$

Dimana :

ρ = massa jenis air laut

v = kecepatan gerakan kemudi

A = luasan daun kemudi

C = koefisien tahanan

Sehingga masing-masing koefisien :

$$\text{Koefisien Lift, } C_y = \frac{P_y}{1/2 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A}$$

$$\text{Koefisien Drag, } C_D = \frac{P_x}{1/2 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A}$$

$$\text{Koefisien Tangensial, } C_t = \frac{P_t}{1/2 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A}$$

$$\text{Koefisien Gaya Normal, } C_n = \frac{P_n}{1/2 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A}$$

Selanjutnya pada pemakaian di kapal besarnya gaya yang bekerja pada daun kemudi, disamping tergantung pada luasan daun kemudi, kecepatan kapal dan sudut putarnya, juga tergantung pada jenis profil daun kemudi dan penempatannya.

Dalam melibatkan semua faktor-faktor di atas perlu dibuat suatu koefisien-koefisien tak berdimensi yang menghubungkannya dengan persamaan gaya yang bekerja pada daun kemudi.

Biro Klasifikasi Indonesia menetapkan besarnya gaya yang bekerja pada daun kemudi dengan persamaan :

$$F = x_1 \cdot x_2 \cdot 13,5 \cdot A \cdot (v_0 \cdot x_3) \quad (\text{ kg }) \dots\dots\dots(3.4)$$

maksimal di air tenang

x_1 = koefisien tergantung nilai $\hat{}$

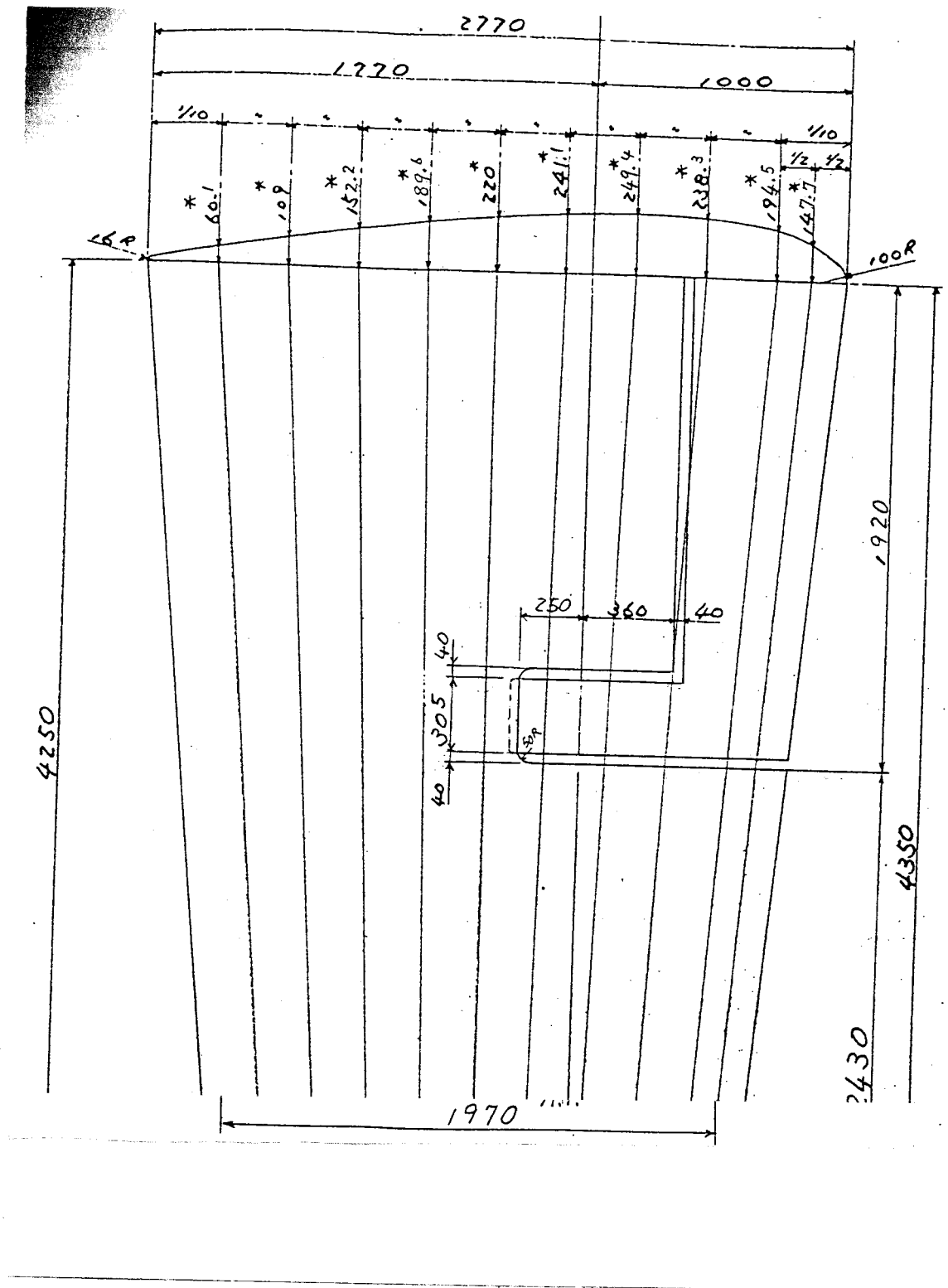
$$\hat{ } = \frac{b^2}{A} \longrightarrow b = \text{tinggi rata-rata permukaan daun kemudi (m)}$$

x_2 = koefisien tergantung jenis profil daun kemudi

x_3 = koefisien tergantung dari penempatan daun kemudi

x_c = jarak titik tekanan dari pinggir depan daun kemudi (m)

c = lebar rata-rata daun kemudi (m)



Dari gambar kemudi di atas maka A :

$$A = \frac{(1970 + 2770)}{2} \times 4250$$

$$= 10,0725 \text{ m}^2$$

$$V_o = 11,9 \text{ knot}$$

$$\hat{=} = \frac{b^2}{A}$$

$$= \frac{(4,25)^2}{10,0725}$$

$$= 1,793 \text{ m}$$

$\hat{=}$	x1
0,5	0,88
0,75	0,83
1,00	1,00
1,25	1,12
1,50	1,21
1,75	1,28
2,00	1,36
2,25	1,41
2,50	1,45

TABEL I

Profil/jenis kemudi	x2	xc
NACA - 00 Serie Gotti-		
ngen profiles	1,1	c/3
Kemudi pelat	1,3	c/1,5
Hollow profiles	1,4	c/3
High lift rudder	1,5	

TABEL II

Penempatan kemudi	x3
Belakang belakang ba-	
ling-baling	1,0
Tidak terletak pada o-	
lakan baling-baling	0,9

TABEL III

Sehingga sesuai dengan tabel I dengan mengiterpolasikan akan didapatkan :

$$\begin{aligned} x_1 &= 1,28 + \frac{1,793 - 1,75}{2,0 - 1,75} \times (1,36 - 1,28) \\ &= 1,294 \end{aligned}$$

Sehingga profil dari kemudi adalah jenis Naca Series Gottingen Profiles, dapat dilihat pada Tabel II dan akan didapatkan :

$$x_2 = 1,1$$

Untuk kapal ini, penempatan dari kemudi adalah di belakang baling-baling dan dengan melihat pada Tabel III akan didapatkan ;

$$x_3 = 1,0$$

$$\begin{aligned} c &= \frac{A}{B} \\ &= \frac{10,0725}{4,25} \\ &= 2,37 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x_c &= \frac{c}{3} \\ &= \frac{2,37}{3} \\ &= 0,79 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} r &= x_c - f \\ &= 0,790 - 0,600 \\ &= 0,19 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} r_{\min} &= 0,1 \cdot x_c \\ &= 0,1 \cdot 2,37 \\ &= 0,237 \text{ m} \end{aligned}$$

Maka sesuai dengan rumus (3.4)

$$F = 1,294 \times 1,1 \times 13,5 \times 10,0725 \times (11,9 \cdot 1)^2$$

$$= 27408,92 \text{ kg}$$

Sedangkan torsi kemudi :

$\begin{aligned} T_r &= F \cdot r \\ r &= X_c - f \quad (\text{ m }) \\ r &= 0,10 \cdot c \quad (\text{ m }) \end{aligned}$(3.5)
---	------------

Sehingga dengan rumus diatas didapatkan :

$$T_r = 27408,92 \times 0,237$$

$$= 6495,914 \text{ kg.m}$$

Mesin kemudi harus dapat menghasilkan daya torsi maksimal sebesar :

$$T_{r_{maks}} = 1,5 \times \frac{T_r}{\eta_m} \longrightarrow \eta_m = \text{efisiensi mekanis}$$

$$= 0,9 - 0,95$$

$$= 1,5 \times \frac{6495,914}{0,9}$$

$$= 10826,523 \text{ kg.}$$

Karena kapal hanya direncanakan dengan satu kemudi , maka torsi totalnya :

$$T_t = T_{r_{maks}}$$

$$= 10826,523 \text{ kg.m}$$

3.4.1.2 MENENTUKAN DIMENSI SILINDER HIDROLIS

Prinsip kerja suatu silinder hidrolis yang didasari oleh hukum pascal yang menyatakan :

Tekanan yang bekerja pada suatu fluida diteruskan ke segalaarah, bekerja dengan gaya yang sama besarpada luasan yang sama dan bergerak ke arah tegak lurus terhadap titik kerjanya.

Dari hukum Pascal tersebut dikembangkan cara-cara mentransmisikan dan mengandalkan gaya-gaya.

Jika suatu fluida cair bertekanan P , bekerja pada suatu luasan A_s , maka gaya yang dihasilkan memenuhi hubungan :

$$P = \frac{F}{A_s} \dots\dots\dots(3.6)$$

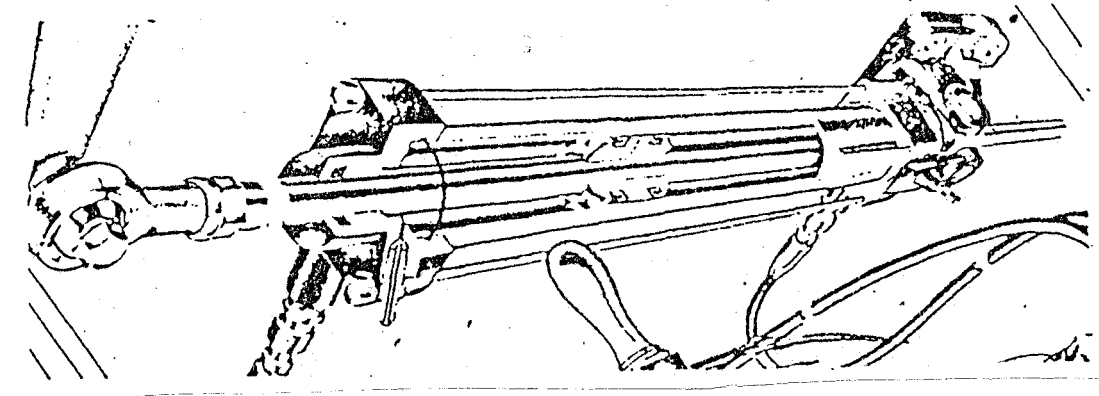
Ini berarti untuk memperbesar gaya yang dihasilkan dengan tekanan fluida yang tetap, maka penampang torak atau bore silinder diperbesar, dimana pembesaran gaya sebanding dengan pembesaran penampang torak.

3.4.1.3 SILINNDER SEBAGAI ELEMEN PENGGERAK LINEAR

Silinder hidrolik merubah tenaga hidrolik menjadi gaya mekanik linear atau gerakan mekanik. Jenis silinder hidrolik dibedakan menjadi single acting yang hanya memberikan gaya pada satu arah saja dan double acting yang dapat memberikan gaya pada dua arah yang berlawanan.

Bagian-bagian utama suatu silinder terdiri dari

seal, lubang pemasukan dan pengeluaran fluida serta mekanisme penyetop.



GAMBAR. 3. 9. SILINDER HIDROLIK

Kriteria utama dalam pemilihan silinder hidrolik adalah didasarkan pada :

1. Gaya yang dapat dihasilkan untuk langkah maju dan mundur, hubungannya adalah dengan luas penampang torak(diameter dalam silinder tekanan kerjanya).
2. Kecepatan langkah torak untuk langkah maju dan mundur, hal ini erat hubungannya deengan volume silinder dan aliran rata-rata yang masuk silinder.
3. Bahan silinder dan bagian-bagiannya.

Sesuai dengan data pada Tabel 4, dapat dipilih silinder hidrolik untuk torsi tertentu dapat ditentukan pola

lengan tillernya. Pada kasus ini karena torsiya sebesar 10826,523 kg.m, maka akan dipakai dengan tiller yang panjangnya = 0,261 mm

Hubungan antara torsi kemudi dengan gaya yang dihasilkan oleh silinder :

$$Tr = Fs \cdot l \cdot \cos 35^\circ \dots\dots\dots(3.7)$$

Dimana :

l = lengan tiller (m)

$$Tr = Fs \times l \times \cos 35^\circ$$

$$10826,523 = Fs \times 0,261 \times 0,819$$

$$Fs = 28670 \text{ kgf}$$

Sedangkan di dalam menentukan kecepatan torak maksimal, perlu diperhatikan persyaratan dari BKI, yaitu bahwa waktu yang diperlukan untuk menggerakkan daun kemudi dari 35° sisi kiri ke 35° sisi kanan kapal dan sebaliknya tidak boleh lebih dari 28 detik.

Jadi kecepatan sudut daun kemudi ω :

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{35 + 35}{28} \times \frac{\pi}{180} \quad (\text{rad/det}) \\ &= 0,0436 \text{ rad/det} \end{aligned}$$

Sedangkan untuk kecepatan tangensial tiller atau kecepatan gerakan piston :

$$v = \omega \cdot r \quad (\text{m/det}) \dots\dots\dots(3.8)$$

$$= 0,0201 \text{ m/s}$$

Sedangkan panjang langkah piston (*stroke*) :

$$\begin{aligned} s &= 2 \cdot l \cdot \sin 35^\circ \\ &= 2 \times 261 \times 0,574 \\ &= 529,23 \text{ mm} \end{aligned}$$

Adapun untuk luas penampang bidang tekan silinder (A_s) :

Dari rumus (3.6) , akan didapatkan :

$$A_s = \frac{F_s}{P}$$

Dimana :

P = tekanan kerja maksimal

$$= 1000 \text{ psi}$$

$$\begin{aligned} A_s &= \frac{28670}{1000 \times 0,0703} \text{ cm}^2 \\ &= 407,80 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

Menentukan besarnya displasemen piston :

$$V_d = \frac{F_s \cdot s}{P} \dots\dots\dots(3.9)$$

$$= A_s \cdot s$$

$$= 407,80 \times 529,23 \text{ cm}^3$$

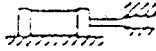
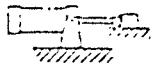
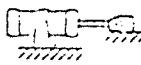
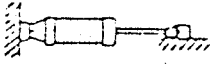
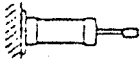
3.4.1.4 MENENTUKAN DIAMETER SILINDER HIDROLIK

Terlebih dahulu dihitung diameter batang piston (*Piston Rod*). Pada batas beban tertentu, silinder hidrolik dan batang torak dapat mengalami kerusakan akibat adanya defleksi. Terjadinya depleksi antara lain disebabkan oleh :

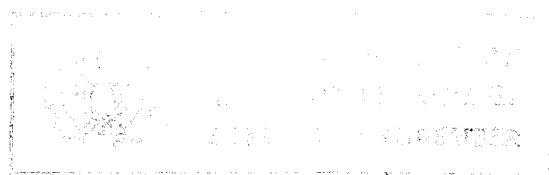
1. Konstruksi silinder, dimana torak pada langkah

1. Konstruksi silinder, dimana torak pada langkah terpanjangnya di ujung tabung silinder.
2. Akibat kondisi penumpuan dan panjang langkah.

Dalam menghitung diameter batang torak, digunakan acuan standard center controls, Inc. Yang didasarkan pada Bahan baja yang memiliki yield strength 100.000 lbf/in² dengan masing-masing faktor kekuatan kolom (k) sesuai dengan kondisi penumpuan silinder seperti Tabel V dan Tabel VI.

Mounting situation	Examples	Column strength factor
Cylinder rigidly mounted Piston rod guided and supported		Stroke x 0.5 $\frac{\text{Stroke}}{2}$
Cylinder rigidly mounted or front trunnion mount Piston rod supported		Stroke x 1.0
Center trunnion mount Piston rod supported		Stroke x 1.5
Rear flange, clevis or rear trunnion mount Piston rod supported		Stroke x 2.0
Rear flange mount Piston rod unsupported		Stroke x 4.0

TABEL V



Load (lbs.)	Piston rod diameter												
	1	1 1/8	1 1/4	1 3/8	1 1/2	1 5/8	2	2 1/8	2 1/4	2 3/8	2 1/2	3	3 1/8
100	65												
150	50												
250	38	100											
400	29	78	155										
700	21	50	112	190									
1,000	17	48	94	160	210								
1,400	14	40	78	132	175	275							
1,800	12	35	68	116	150	240							
2,400	10	30	58	98	130	210	300						
3,200		25	50	85	110	170	257						
4,000		22	44	75	98	158	228	300					
5,000		20	39	67	88	140	200	280					
6,000		18	35	60	78	127	182	252	300				
8,000		15	30	52	67	110	155	220	290				
10,000		12	25	46	60	96	138	192	260	300			
12,000		11	23	42	54	92	125	178	236	295			
15,000			18	35	46	76	108	152	200	254	300		
20,000			14	29	40	68	95	136	180	228	275	300	
30,000				19	30	52	77	110	145	183	220	275	
40,000				10	21	40	64	94	125	159	190	240	
50,000					12	30	54	84	111	140	170	212	
60,000						13	44	74	101	130	155	192	
80,000							28	57	85	110	135	168	
100,000								43	70	97	120	148	
120,000								29	58	84	110	136	
140,000									44	72	97	124	
160,000									40	62	85	112	
200,000										38	64	93	
250,000												69	
300,000													10

TABEL VI

Perhitungan dengan standar di atas dilakukan dengan menghitung koreksi langkah, yang dapat ditentukan dengan rumus di bawah ini :

$$s_t = s \cdot k \dots\dots\dots(3.10)$$

Dengan kondisi yang sesuai dengan Tabel V, maka didapatkan :

$$k = 2$$

$$s_t = 529,23 \times 2 \text{ mm}$$

$$= 41,67 \text{ in}$$

$$F_s = 28670 \text{ kgf}$$

$$= 57498,27 \text{ lbf}$$

Dengan melihat pada Tabel VI, dapat dipilih diameter batang torak (d) :

$$d = 3 \frac{1}{2}$$

Pada $F_s = 60.000 \text{ lbf}$ dan $s_t = 74 \text{ in}$

Sehingga diameter dalam silinder dapat dihitung :

$$V_d = 0,25 \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V_d}{\pi \cdot s} + d^2} \dots\dots\dots(3.11)$$

$$= \sqrt{\frac{4 \cdot 215832,0}{\pi \cdot 529,23} + (8,890)^2}$$

$$= 10,00 \text{ cm}$$

Sesuai dengan data silinder yang tersedia dalam Tabel IV

(lampiran), maka dapat dipilih silinder dengan spesifikasi :

Periang langkah $\longrightarrow s = 300 \text{ mm}$

Diameter dalam $\longrightarrow D = 80 \text{ mm}$

B A B IV

PERHITUNGAN MENENTUKAN INSTALASI PIPA TRANSMISI FLUIDA KERJA

Sistem transmisi fluida kerja yang akan disuplai ke silinder hidrolik untuk menghasilkan gaya linear yang diinginkan, terdiri atas bagian - bagian :

- Fluida kerja
- Pipa Transmisi
- Katup - katup pengatur aliran dan tekanan
- Reservoir

4.1 FLUIDA KERJA

Fluida hidrolik yang berupa minyak oli merupakan media utama dalam suatu sistem hidrolik. Fluida hidrolik di dalam aplikasinya mempunyai empat tujuan, yaitu :

1. Sebagai pemindah dan penerus gaya.
2. Pelumas pada bagian - bagian yang bergesekan.
3. Sebagai penyekat antara dua bidang yang berhubungan.
4. Sebagai pendingin atau penyerap panas yang timbul akibat gesekan.

Sifat - sifat fluida yang penting di dalam pemilihan fluida kerja, antara lain :

- Viskositas
- Indek Viskositas
- Titik Alir
- Titik Nyala
- Specific Gravity

4.1.1 VISCOSITAS

Menunjukkan tahanan dalam suatu fluida untuk mengalir atau mudah tidaknya fluida untuk mengalir. Ada beberapa metode untuk menentukan viskositas fluida hidrolik, seperti :

- ▶ Viskositas Absolut
- ▶ Viskositas Kinematis

Metode lain dalam menentukan viskositas fluida hidrolik antara lain :

- ▶ SSU atau SUS (*Saybolt Second Universal*)

Yang digunakan ASTM untuk menyatakan tingkat viskositas minyak oli.

- ▶ Angka SAE yang dikeluarkan oleh Society of Automotive Engineer untuk mengklasifikasikan SSU oli pada suhu tes SAE.
- ▶ Viskositas Engler yang dinyatakan dalam derajat engler.
- ▶ Standar Viskositas Redwood

► Standar Viskositas ISO

Masing - masing standar viskositas tersebut dapat dikorelasikan dengan suatu faktor konversi. Tabel pada lampiran menunjukkan korelasi masing - masing viskositas oli yang distandarkan. Pada umumnya untuk peralatan - peralatan baru dianjurkan untuk memakai standar viskositas ISO untuk pelumas maupun untuk minyak hidrolik.

4.1.2 INDEK VISCOSITAS

Menyatakan kepekaan fluida hidrolik terhadap suhu. Indeks viskositas yang makin besar menunjukkan semakin kecilnya perubahan viskositas terhadap perubahan temperatur, demikian sebaliknya.

4.1.3 TITIK ALIR

(*Pour Point*)

Menyatakan temperatur terendah pada mana suatu fluida hidrolik masih dapat mengalir. Secara praktis semua fluida hidrolik mengandung lilin terutama oli mineral. Pada suhu rendah komponen lilin cenderung mengkristal dan mengikat sebagian fluida untuk tidak bergerak. Hal ini sangat mempengaruhi kerja pompa dan aliran oli pada pipa. Sebagai batasan umur titik nyala

adalah 15 s/d 20 °F di bawah temperatur terendah suhu awal kerja pompa untuk menghindari kavitasi dan kerusakan pompa.

4.1.4 TITIK NYALA

(*Flash Point*)

Titik nyala suatu fluida hidrolik adalah batasan terendah pada mana suatu tes nyala yang dilakukan akan menyebabkan terbakarnya gas yang dihasilkan fluida tersebut dalam pencampurannya dengan udara.

4.1.5 SPECIFIC GRAFITY

Spesifik graviti dari suatu fluida hidrolik adalah suatu kuantitas tidak berdimensi yang dinyatakan dalam perbandingan kerapatan fluida hidrolik dengan kerapatan air pada suhu tertentu.

Disamping sifat - sifat umum di atas yang harus sesuai dalam pemakaiannya, juga harus terpenuhi sifat khusus dari fluida hidrolik yaitu, seperti kenetralan yang dinyatakan dengan angka kenetralan, kemampuan melumasi, ketahanan berbuih, ketahanan oksidasi dan harga belinya.

4.2 JENIS - JENIS FLUIDA HIDROLIK

Ada lima jenis dasar fluida yang digunakan sebagai fluida hidrolik antara lain :

1. Oli Mineral
2. Fluida Glycol-Air
3. Emulsi
4. Oli Sintetik

4.2.1 OLI MINERAL

Oli mineral merupakan bahan dasar dari oli hidrolik yang terbaik. Dihasilkan dari penyaringan crude oil dan diberikan zat additive untuk memperbaiki sifat tahan aus, korosi oksidasi dan tahan berbuih. Secara alami oli mineral mempunyai sifat untuk mentransmisikan tenaga secara efisien, memiliki kualitas pelumasan yang baik, menyerap panas dengan mudah. Oli mineral harganya paling murah jika dibandingkan dengan fluida hidrolik lainnya. Suatu kelemahan dari oli mineral ini adalah mudah terbakar pada temperatur yang tinggi, sehingga penggunaannya dihindarkan pada peralatan yang bertemperatur tinggi.

4.2.2 FLUIDA GLYCOL-AIR

Pada dasarnya terdiri dari campuran :

1. (30% - 40%) air untuk memberikan sifat tahan

terhadap pembakaran.

2. Glycol, suatu bahan sintetis

3. Bahan additive untuk mencegah pembuihan, karat dan korosi, juga meningkatkan sifat pelumasan.

Secara umum glicol-air mempunyai sifat tahan api, tahan aus sangat baik, asalkan pembebanan berat dan kecepatan sangat tinggi, lebih berat dari oli mineral, sehingga dapat membuat kevakuman yang lebih tinggi pada saluran masuk pompa. Suatu kelemahan fluida glicol-air adalah perlunya secara kontinue kandungan air dan menjamin angka viskositas pada batas yang masih bisa diterima. Terjadinya penguapan dapat menyebabkan kerugian pada zat additivenya sehingga dapat mengurangi umur fluida. Sedangkan untuk harganya biasanya lebih tinggi dari oli mineral.

4.2.3 EMULSI

(Air Dalam Oli Dan Oli Dalam Air)

Dalam prakteknya jenis emulsi fluida adalah fluida tahan api yang mahal. Kandungan air dalam fluida ini memberikan sifat tahan api. Disamping oli dan air, campuran ini juga mengandung zat additive yang mengandung pelarut dan penstabil.

Emulsi oli dalam air mengandung lebih kurang 40%

tetesan - tetesan sulingan oli yang memancar dalam air membentuk emulsi. Fluida ini mempunyai viskositas yang rendah dan mempunyai sifat pendingin yang sangat baik. Untuk memperbaiki sifat air yang korosif maka ditambahkan zat additive. Fluida jenis ini terutama dipakai untuk pompa - pompa besar dengan kecepatan yang rendah. Pompa hidrolik konvensional banyak yang menggunakan fluida jenis ini. Sedangkan untuk emulsi air dalam oli lebih umum digunakan. Fluida ini mengandung 40% tetesan - tetesan air dalam oli. Kadang - kadang perlu ditambahkan air untuk ketepatan viskositasnya. Suhu pengoperasian harus benar - benar dijaga rendah untuk menghindarkan penguapan dan oksidasi.

4.2.4 OIL SINTETIK

Fluida ini dibuat di laboratorium kimia , memiliki sifat tahan api yang lebih baik dari oli mineral. Karena oli sintetik tidak mengandung air yang mudah menguap, maka akan sangat baik beroperasi pada suhu yang tinggi tanpa mengalami kerusakan pada elemennya. Oli sintetik merupakan fluida hidrolik yang paling mahal.

4.3 PEMILIHAN FLUIDA HIDROLIK

Pemilihan fluida hidrolik didasarkan pada kondisi kerja dimana fluida tersebut digunakan sehingga terjamin fluidanya tahan lama dan tidak menimbulkan kerusakan - kerusakan pada bagian sistem.

Suatu fluida yang baik memiliki sifat - sifat :

1. Sebagai pelumas yang baik.
2. Indeks viskositas tinggi (sekitar 100).
3. Tidak merusak terhadap peralatan.
4. Viskositasnya sesuai dengan kondisi kerja dan pompanya.
5. Berumur panjang dan memiliki tahanan gesek yang baik.
6. Ketahanan berbusanya baik.
7. Tidak mudah menyala.
8. Laju aliran panasnya tinggi.
9. Titik alirnya rendah.
10. Fluida mengalir pada batas kecepatan 7 s/d 15 fps pada bagian tekan dan 2 s/d 4 fps pada bagian isap pompanya.

Kondisi kerja pada fluida sistem kemudi hidrolik pada kapal Caraka Jaya adalah, seperti berikut :

1. Temperatur kerja tidak melebihi 70°C
2. Tekanan kerja maksimal 1000 psi

Dan untuk kapal tersebut, yang dipakai sebagai fluida kerja adalah *TELLUS OIL T32* , dengan :

Diameter pipa dihitung dengan rumus :

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{v \cdot \pi}} \quad \dots\dots\dots(4.1)$$

Di mana :

Q = debit fluida (mm^3/s)

d_i = diameter dalam pipa tekan (mm)

v = kecepatan aliran fluida (mm/s)

Didalam menentukan besarnya penampang dan diameter dalam pipa , dapat juga digunakan Tabel IX pada lampiran.

Sedangkan untuk tebal pipa dapat dihitung dengan rumus :

$$t_i = \frac{P_m \cdot D_i \cdot sf}{2(T_s - P_m)} \quad \dots\dots\dots(4.2)$$

Dimana : T_s = tensile strength (lb/in^2)

P_m = tekanan kerja maksimal (psi)

t_i = tebal pipa (mm)

sf = faktor keamanan

= 4 \longrightarrow untuk tekanan di atas 2500 psi

= 6 \longrightarrow tekanan antara 1000 s/d 2500 psi

= 8 \longrightarrow tekanan kurang dari 1000 psi

Sehingga dari perhitungan tersebut dapat dicari diameter dan tebal pipa yang sesuai. Pada Tabel X pada lampiran, adalah mentabulasikan ukuran pipa untuk sistem

hidrolik.

Adapun untuk diameter dan tebal pipa dapat ditentukan dengan perhitungan seperti di bawah ini :

$$\begin{aligned} Q &= 2 \times A_s \times V_s \\ &= 2 \times 0,00478 \times 0,0201 \\ &= 1,940 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Dan untuk efisiensi dari silinder adalah sebesar 95-98 %
dan diambil $\longrightarrow \eta_{vs} = 95 \%$

$$\begin{aligned} Q &= 1,940 \cdot 10^{-4} / 0,95 \\ &= 2,0420 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 12,356 \text{ Lt/menit.} \end{aligned}$$

Direncanakan kecepatan pada fluida pada pipa tekan :

$$\begin{aligned} v &= 7 \text{ ft/s} \\ &= 2,1136 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_i &= \sqrt{\frac{4 \cdot 2,0420 \cdot 10^{-4} \cdot 10^6}{\pi \cdot 2,1136}} \\ &= 23,074 \text{ mm} \\ &= 0,908 \text{ in} \end{aligned}$$

Sehingga untuk tebal dari pipa tekan dapat ditentukan :

$$\begin{aligned} P_m &= 1,5 \times 1000 \text{ psi} \\ &= 1500 \text{ psi} \\ T_s &= 55.000 \text{ lbf/in}^2 \\ sf &= 6 \\ t_i &= \frac{1500 \times 0,908 \times 6}{2(55.000 - 1500)} \end{aligned}$$

$$= 0,076 \text{ in}$$

Dengan melihat pada Tabel X maka pipa tekan dapat dipilih dengan ukuran :

$$\blacktriangleright d_i = 1,032 \text{ in} = 26,21 \text{ mm}$$

$$\blacktriangleright t_i = 0,109 \text{ in} = 2,77 \text{ mm}$$

$$\blacktriangleright d_o = 1\frac{1}{4} \text{ in} = 31,75 \text{ mm}$$

Sedangkan pada pipa isap, kecepatan fluidanya direncanakan $V_s = 2 \text{ ft/s} = 0,6093 \text{ m/s}$, sehingga untuk pipa isap ukurannya dapat ditentukan :

$$\begin{aligned} d_s &= \sqrt{\frac{4 \cdot 2,0420 \cdot 10^{-4} \cdot 10^6}{\pi \cdot 0,6093}} \\ &= 47,210 \text{ mm} \\ &= 1,86 \text{ in} \end{aligned}$$

Ketebalan dari pipa isap :

$$\begin{aligned} t_s &= \frac{1500 \times 1,86 \times 6}{2 (55.000 - 1500)} \\ &= 0,156 \text{ in} \\ &= 3,96 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sehingga dengan melihat pada Tabel X, untuk pipa isap dapat dipilih dengan ukuran :

$$\blacktriangleright d_s = 1,870 \text{ in} = 47,50 \text{ mm}$$

$$\blacktriangleright t_s = 0,065 \text{ in} = 1,650 \text{ mm}$$

$$\blacktriangleright d_o = 2 \text{ in} = 44,45 \text{ mm}$$

Alat semacam ini berfungsi untuk menjaga supaya fluida tetap bersih dari kontaminant-kontaminant. Adapun sumber kontaminasi dari kotoran :

- ▶ Kotoran yang tertinggal dalam sistem, selama perakitan awal atau akibat kerja pemeliharaan seperti terak pengelasan , lepasan-lepasan pada sambungan, potongan-potongan bahan penyekat.
- ▶ Kotoran-kotoran yang ditimbulkan selama fluida bekerja seperti bahan-bahan yang aus akibat gesekan antara logam dengan logam atau non logam , endapan dan juga akibat korosi.

Ada bermacam-macam filter antara lain :

1. Kertas berpori
2. Anyaman serat logam yang di pres.
3. Anyaman serat sellulosa.
4. Lubang-lubang logam yang berbentuk cakram dan sebagainya.

4.4.1 PIPA FLEKSIBEL

Untuk menghubungkan antara pipa statis dengan silinder hidrolik yng selalu bergerak dalam menyalurkan fluida hidrolik, maka dipakailah pipa fleksibel tersebut.

Pipa fleksibel yang digunakan pada sistem hidrolik tersebut, terbuat dari bahan-bahan elastomerik, fiber dan anyaman atau tenunan kawat. Pipa fleksibel tersedia dalam berbagai ukuran dan batas-batas tekanan . Lapisan fleksibel bagian atas harus cocok dengan fluida yang dialirkan.

Dalam pemilihannya, kriteria pemilihannya adalah kecocokan dengan fluidanya, temperatur kerja, ukuran yang sesuai dengan pipa statis dan tekanan pipa maksimal. Untuk jenis-jenis pipa fleksibel sesuai dengan spesifikasi SAE tertera dalam Tabel XI pada lampiran.

Sesuai dengan ukuran pipa statis 1 1/4 inchi , tekanan kerja maksimal 1500 psi serta temperatur kerja maksimal 70 °C , maka pipa fleksibel dapat dipilih dengan karakteristik sebagai berikut :

- ▶ Tekanan kerja maksimal = 600 psi (40 bar)
- ▶ Menggunakan selang anyaman kawat tunggal

4.4.2 RESERVOIR

Dalam suatu sistem hidrolik, reservoir mempunyai fungsi sebagai berikut :

1. Menyimpan fluida setelah bersikulasi pada sistem dan bekerja sebagai penahan fluktuasi fluida yang disebabkan pemindahan aliran yang tidak sama pada elemen penggerak.
2. Tempat membuang panas yang ditimbulkan oleh tenaga yang hilang pada elemen penggerak dan elemen pengatur.
3. Menetralkan adanya buih dan gelembung yang timbul sehingga terpisah dari fluida hidroliknya.
4. Mengedapkan kotoran-kotoran fluida.

Untuk dapat melaksanakan fungsi-fungsi tersebut suatu reservoir dikonstruksi seperti gambar di bawah ini. Dan ukurannya mempunyai kapasitas $(3 - 5)Q$ liter fluida, Q dalam liter/menit dengan $(10 - 15)\%$ volume reservoir untuk peredam suara.

Sehingga didapatkan kapasitas reservoir adalah sebesar :

$$\begin{aligned} V &= (3 \times Q)/0,9 \\ &= (1,72 \cdot 10^{-3})/0,9 \\ &= 344 \text{ lt} \end{aligned}$$

4.4.3 FILTER



TABEL EFISIENSI PEMILIHAN HARGA PERBANDINGAN BETA

BETA μ = 1,0 =	0 % efisien	BETA μ = 5,8 =	82,76 % efisien
BETA μ = 1,14 =	12,28 % efisien	BETA μ = 16,0 =	93,75 % efisien
BETA μ = 1,5 =	33,33 % efisien	BETA μ = 17,4 =	94,25 % efisien
BETA μ = 2,0 =	50,00 % efisien	BETA μ = 32,0 =	96,875 % efisien
BETA μ = 2,4 =	58,33 % efisien	BETA μ = 52,2 =	98,084 % efisien
BETA μ = 3,0 =	66,66 % efisien	BETA μ = 100,0 =	99,0 % efisien
BETA μ = 4,0 =	75,00 % efisien	BETA μ = 173,0 =	99,42 % efisien

ELEMEN	β_5	β_{10}	β_{15}	β_{20}	β_{30}
MB	2,4	5,8	17,4	52,2	173,0

TABEL VIIA. KLASIFIKASI FILTER ELEMEN BETA

Ukuran partikel μm	Jumlah partikel dalam 100 cm ³ /kelas						
	0	1	2	3	4	5	6
5 – 10	2700	4600	9700	24000	32000	87000	128000
10 – 25	670	1340	2680	5360	10700	21400	42000
25 – 50	93	210	380	780	1510	3130	6500
50 – 100	16	28	56	110	225	430	1000
100 –	1	3	5	11	22	41	92

TABEL VIIIB. KLASIFIKASI KONTAMINASI KOTORAN

Filter diklasifikasikan oleh ISO berdasarkan angka beta dan efisiensinya :

$$\beta = \frac{\text{jumlah partikel hulu}}{\text{jumlah partikel hilir}}$$

$$\beta = \frac{\text{jumlah partikel hulu} - \text{jumlah partikel hilir}}{\text{jumlah partikel hulu}} \times 100\%$$

Suatu kontaminant sebesar 5 mikron sudah dapat

menghambat kerja katup-katup dan merusak kerja minyak hidrolik. Sehingga dipilih filter $\beta 5$.

4.4.4 PERLENGKAPAN-PERLANGKAPAN LAINNYA

Perlengkapan -perlengkapan yang lainnya yaang diperlukan untuk sisitem tersebut sehingga dapat beroperasi adalah sebagai berikut :

1. SHUTT OFF VALVE

Adalah katup yang berfungsi untuk membuka dan menutup penuh.

2. SOLENOID 4-WAY OPERATED VALVE

Solenoid valve banyak digunakan sebagai katup pengarah aliran, disebabkan karena sistemnya yang sederhana dan mudah digabungkan dengan sistem yang lainnya. Penggunaannya dalam sistem hidrolik pengemudian di kapal adalah untuk pengemudian secara elektrik.

4. LOCK VALVE

Merupakan suatu double check valve. Berfungsi untuk menahan aliran fluida pada saat gerakan pengemudian dihentikan.

5. FLOW CONTROL VALVE

Berfungsi untuk membatasi debit aliran fluida yang dipompakan, membatasi kecepatan gerak silinder. Dan

kelebihan dari aliran akan dikembalikan ke reservoir.

6. RELIEF VALVE

Berfungsi untuk mengurangi tekanan yang berlebihan pada bagian tekan pompa di dalam menyesuaikan dengan kebutuhan daya pada silinder hidrolik.

B A B V

PERHITUNGAN PENENTUAN

DAYA POMPA DAN DAYA MOTOR SERTA PEMILIHANNYA

Sebagai suatu peralatan yang penting dalam suatu sistem hidrolik, pompa hidrolik berfungsi merubah energi mekanik menjadi energi hidrolik dengan cara menekan fluida hidrolik ke dalam sistem. Wujud energi hidrolik adalah aliran fluida dengan debit dan tekanan tertentu yang akan menghasilkan gaya piston silinder dengan kecepatan tertentu.

Seperti sudah dijelaskan pada bab-bab terdahulu bahwa pompa pada umumnya dapat diklasifikasikan menjadi pompa displasemen non positif dan pompa displasemen positif.

Pada displasemen non positif prinsip kerjanya adalah dengan memberikan energi inersia kepada fluida. Pompa-pompa jenis ini mempunyai efisiensi volumetrik yang rendah disebabkan karena bagian-bagian yang bertekanan rendah dan tinggi terhubung. Termasuk jenis-jenis ini adalah pompa sentrifugal dan pompa-pompa impeller.

Pada displasemen positif kerjanya adalah sejumlah tetap fluida yang diganti yang diganti untuk tiap putaran ruang pompa. Bagian bertekanan tinggi terpisah dengan bagian bertekanan rendah. Sehingga efisiensi volumetriknya tinggi. Pada pompa jenis ini dapat menghasilkan tekanan yang tinggi. Jenis-jenis pompa ini adalah seperti gear pump, vane pump, piston pump. Dan sistem hidrolik pada umumnya menggunakan pompa positif displasemen.

Dasar-dasar pemilihan pompa hidrolik adalah :

- ▶ Debit aliran fluida yang sesuai dengan kecepatan dan gaya maksimal silinder.
- ▶ Tekanan maksimal kerja pompa.
Tekanan yang lebih besar memungkinkan ukuran silinder yang lebih kecil. Akan tetapi lebih sensitif terhadap kontaminan dan kualitas bahan.
- ▶ Kecepatan putaran yang lebih tinggi akan menaikkan efisiensi akan tetapi timbul noise dan vibrasi yang lebih besar.
- ▶ Ukuran dan berat pompa.
- ▶ Harga pembelian pompa.
- ▶ Keandalan dan pemeliharaannya.

Pada Tabel XII dapat dilihat pengklasifikasian

dari penggunaan pompa-pompa hidrolik, yaitu seperti vane, gear dan piston pump.

5.1 MENENTUKAN POWER POMPA

Tenaga hidrolik pompa dirumuskan dengan :

$$P_o = \frac{P \times Q}{612} \dots\dots\dots(5.1)$$

Dimana : P = tekanan tekan pompa (kgf/cm^2)

Q = debit tekan pompa (lt/min)

Tenaga masukan pompa :

$$P_i = \frac{2 \times \pi \times T \times n}{6210} \dots\dots\dots(5.2)$$

$$p_i = \frac{P_o}{\eta_o} \dots\dots\dots(5.3)$$

Di mana :

η_o = efisiensi total pompa

= (75 - 90)%

5.2 MENENTUKAN PRESSURE DROP PADA INSTALASI

Menentukan pressure drop pada instalasi dapat ditentukan pada rumus-rumus di bawah ini :

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 \dots\dots\dots(5.4)$$

$$\Delta P_1 = \sum f \times \frac{1}{d} \times \frac{v^2}{2 \times g} \times \gamma \cdot 10^{-4} \dots\dots\dots(5.5)$$

$$\Delta P_2 = \sum k \times \frac{v^2}{2 \times g} \times \gamma \cdot 10^{-4} \dots\dots\dots(5.6)$$

Di mana :

ΔP_1 = Pressure drop karena tahanan gesek aliran fluida pada pipa.

ΔP_2 = Pressure drop karena tahanan gesek pada fluida pada katup dan fitting.

f = faktor gesekan

k = koefisien tahanan pada katup dan fitting

d = diameter dalam pipa (m)

l = panjang pipa (m)

v = kecepatan fluida (m/s)

γ = specific gravity (kg/m³)

g = gravitasi (m/s²)

Dengan :

$$v = 7 \text{ ft/s} = 2,1136 \text{ m/s}$$

$$d = 0,02621 \text{ m}$$

$$\nu = \text{viscositas kinematis (m}^2\text{/s)}$$

$$= 31,95 \text{ Cst}$$

$$= 31,95 \cdot 10^{-6}$$

Maka bilangan Reynold dapat dihitung dengan perhitungan seperti di bawah ini :

$$Re = \frac{v \times d}{\nu} \dots\dots\dots(5.7)$$

$$Re = \frac{2,1136 \times 0,02621}{31,96 \times 10^{-6}}$$

$$= 1773,8$$

Aliran pada fluida adalah laminar sehingga faktor gesekan :

$$f = \frac{64}{Re} \dots\dots\dots(5.8)$$

$$f = \frac{64}{1773,6}$$

$$= 0,0369$$

$$l = 10 \text{ meter}$$

$$\gamma = 0,8790 \cdot 10^3$$

Maka sesuai dengan rumus diatas :

$$\Delta P_1 = 0,0369 \times \frac{10}{0,02621} \times \frac{(2,1136)^2}{2 \times 9,81} \times 0,8790 \cdot 10^3 \cdot 10^{-4}$$

$$= 28,177 \text{ kgf/cm}^2$$

Pressure drop pada katup dan fitting :

► Pada pipa utama :

Koefisien ditentukan dari gambar pada lampiran.

$$2 \text{ buah T branch,} \quad k = 2 \times 1,5 = 3$$

$$2 \text{ buah T line flow} \quad k = 2 \times 0,4 = 0,8$$

$$1 \text{ buah strainer} \quad k = 3,8$$

$$\Sigma k = 7,6$$

$$\Delta P_u = 7,6 \times \frac{(2,1136)^2}{2 \times 9,81} \times 0,8790 \cdot 10^3 \times 10^{-4}$$

$$= 0,152 \text{ kgf/cm}^2$$

► Pada pipa cabang :

► Pada pipa cabang :

$$4 \text{ buah elbow } 90^\circ, \quad k = 4 \times 2,6 = 10,4$$

$$2 \text{ buah T line flow,} \quad k = 2 \times 0,4 = 0,8$$

$$4 \text{ buah stop valve,} \quad k = 4 \times 0,25 = 1$$

$$\Sigma k = 12,2$$

$$\begin{aligned} \Delta P_c &= 12,2 \times \frac{(1,0568)^2}{2 \times 9,81} \times 0,8790 \cdot 10^3 \cdot 10^{-4} \\ &= 0,061 \text{ kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

$$\text{Strainer pipa isap} \quad k = 3,5$$

$$\begin{aligned} \Delta P_s &= 3,5 \times \frac{(0,6093)^2}{2 \times 9,81} \times 0,8790 \cdot 10^3 \cdot 10^{-4} \\ &= 0,00572 \text{ kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

► Pada uniblock :

$$\text{Solenoid valve,} \quad k = 1 \times 22,0 = 22,0$$

$$\text{Lock valve ,} \quad k = 1 \times 9,0 = 9$$

$$2 \text{ filter,} \quad k = 2 \times 3,8 = 7,6$$

$$\text{Relief valve} \quad k = 0,38$$

$$\Sigma k = 48,44$$

$$\begin{aligned} \Delta P_b &= 48,44 \times \frac{(2,1136)^2}{2 \times 9,81} \times 0,8790 \cdot 10^3 \cdot 10^{-4} \\ &= 1,1504 \text{ kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

$$\Delta P_z = \Delta P_u + \Delta P_c + \Delta P_s + \Delta P_b$$

$$= 0,152 + 0,061 + 0,00572 + 1,1504$$

$$= 1,37 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\begin{aligned}\Delta P &= \Delta P_1 + \Delta P_2 \\ &= 28,177 + 1,37 \\ &= 29,54 \text{ kgf/cm}^2\end{aligned}$$

Sehingga akan didapatkan power dari pompa sesuai dengan rumus (5.3) :

$$\begin{aligned}\eta_o &= 75\% \\ P_i &= \frac{(70,3 + 29,54) \times 10,356}{612 \times 0,75} \\ &= 2,68 \text{ kw} \\ &= \underline{\underline{3,50 \text{ hp}}}\end{aligned}$$

Sehingga sesuai dengan data yang tertera pada tabel XII, serta spesifikasi pompa seperti pada Tabel XI. Dengan melihat Brosur yang ada dapat dipilih *VANE PUMP V110-11*, dengan power sebesar 3,8 Hp.

Sebagai penggerak dari vane pump digunakan motor listrik AC, dengan masukan daya sebesar :

$$D_m = \frac{P_i}{\eta_m}$$

Di mana :

$$\begin{aligned}\eta_m &= \text{efisiensi motor listrik} \\ &= (70 - 90) \%\end{aligned}$$

$$D_m = \frac{3,80 \times 746 \cdot 10^{-3}}{0,75}$$
$$= 3,79 \text{ kw}$$

Dalam hal ini dipilih motor AC karena mempunyai kelebihan , seperti :

- ▶ konstruksinya lebih sederhana
- ▶ ukuran dan beratnya lebih kecil
- ▶ lebih mudah pemeliharaannya
- ▶ tidak diperlukan peralatan lagi untuk merubah arus AC menjadi DC, disebabkan karena gen-set merupakan generator AC

BAB VI

KESIMPULAN

Dari selesainya karya tulis ini dan dalam pemilihan besarnya daya pompa yang sesuai untuk sistem kemudi pada caraka Caraka Jaya, dari perhitungan di depan dapat ditarik suatu kesimpulan bahwa untuk mendapatkan besarnya daya pompa serta motor penggeraknya diperlukan parameter-parameter tertentu, seperti daun kemudi, silinder hidrolis, instalasi pipa dan fluida hisrolik yang dipilih.

Faktor utama yang menentukan adalah torsi dan kecepatan maksimal gerakan daun kemudi. Torsi maksimal ditimbulkan oleh adanya tahanan air yang bekerja pada luasan daun kemudi. Torsi akan minimal pada sudut maksimalnya. Sedangkan untuk dimensi silinder sangat ditentukan dari kecepatan gerakan daun kemudi, besarnya torsi kemudi dan besarnya tekanan kerja maksimal di tabung silinder. Dan fluida hidrolis hendaknya dipilih untuk menjamin kontinuitas transmisinya.

Akhirnya dari perhitungan di depan dapat didapatkan besarnya daya motor input yang besarnya 3,79 Kw. Dan hasil tersebut ternyata lebih besar dari daya

input untuk motor yang dipakai pada Caraka Jaya, yaitu sebesar 3,7 Kw. Hal ini dapat terjadi karena mungkin penggunaan head loss yang tidak sama untuk perhitungannya.

DAFTAR PUSTAKA

1. Reno C. King & Sabin Croker, *PIPING HANDBOOK*, Mc Graw Hill Company, 1973.
2. James J.O Connor & John Boyd, *STANDARD HANDBOOK OF LUBRICATION ENGINEERING*, Mc Graw Hill Book Company, 1968.
3. Yuken Kogyo Co,LTD, *HYDRAULICS & APPLICATION*.
4. James A Sullivan, *FLUID POWER*, Reston Publishing Company Inc, Virginia 1982.
5. Peter Rohner, *INDUSTRIAL HYDRAULIC CONTROL*, AE Press Melbourne 1984.
6. M. Khetagurov, *MARINE AUXILIARY MACHINERY & SYSTEM*, Peace Publisers Moscow.
7. Drs Sugihartono, *SISTEM KONTROL DAN PESAWAT TENAGA HIDROLIK*, Bandung 1988.
8. Marine Society In Japan, *MACHINERY OUTFITTING DESIGN MANNUAL*, 1981.
9. G. Reethof ,SCD, *HYDRAULIC COMPONENT*, Mechanical Design & System Handbook.
10. Alan Osbourne, *MODERN MARINE ENGINEERING MANUAL VOLUME II*, Cornell Maritim Press, Maryland 1943.
11. Van Lameren, *RESISTENCE PROPULSION AND STEERING OF SHIP*, Practical Shipbuilding Volume II.

12. Biro Klasifikasi Jilid II, *PERATURAN KONSTRUKSI LAMBUNG* 1978.
13. Biro Klasifikasi Indonesia, *PERATURAN KONSTRUKSI MESIN* 1978.
14. D.W Smith, *MARINE AUXILIARY MACHINERY*, Sixth Edition, Butterworth & Co Publishers, Ltd, 1983.

Kinematik centiStoke	Redwood 1 Seconds	Saybolt Universal Seconds	Engler Derajat	Kinematik centiStoke	Redwood 1 Seconds	Saybolt Universal Seconds	Engler Derajat
2.0	31	32.6	1.12	22.5	95	103.5	3.17
2.5	32	34.4	1.17	23.0	97	110.7	3.23
3.0	33	36.0	1.22	23.5	99	112.8	3.29
3.5	35	37.6	1.26	24.0	101	115.0	3.35
4.0	36	39.1	1.31	24.5	103	117.1	3.41
4.5	37	40.7	1.35	25.0	105	119.3	3.47
5.0	39	42.3	1.39	25	109	124.0	3.59
5.5	40	44.0	1.44	27	113	128.5	3.71
6.0	41	45.6	1.48	28	117	133.0	3.83
6.5	43	47.2	1.52	29	121	137.5	3.95
7.0	44	48.8	1.56	30	125	141.7	4.08
7.5	45	50.4	1.61	31	129	146.0	4.21
8.0	46	52.1	1.65	32	133	150.7	4.33
8.5	48	53.8	1.71	33	137	155.2	4.46
9.0	49	55.5	1.75	34	141	159.7	4.58
9.5	51	57.2	1.80	35	145	164.3	4.71
10.0	52	58.9	1.84	36	149	168.8	4.84
10.5	54	60.7	1.89	37	153	173.3	4.96
11.0	55	62.4	1.94	38	157	178.0	5.10
11.5	57	64.2	1.99	39	161	182.4	5.22
12.0	58	66.0	2.03	40	165	187.0	5.35
12.5	60	67.9	2.08	41	169	191.5	5.48
13.0	62	69.8	2.13	42	173	196.0	5.61
13.5	64	71.7	2.18	43	177	200.5	5.74
14.0	65	73.6	2.23	44	181	205.0	5.87
14.5	67	75.5	2.28	45	185	209.8	6.00
15.0	68	77.4	2.33	46	189	214.5	6.13
15.5	70	79.3	2.38	47	193	219.0	6.26
16.0	72	81.3	2.44	48	197	223.7	6.38
16.5	74	83.3	2.50	49	201	228.3	6.51
17.0	75	85.3	2.55	50	205	233.0	6.64
17.5	77	87.4	2.60	51	209	237.5	6.77
18.0	79	89.4	2.65	52	213	242.2	6.90
18.5	81	91.5	2.71	53	218	246.8	7.04
19.0	82	93.6	2.77	54	222	251.5	7.17
19.5	84	95.7	2.83	55	226	256.0	7.30
20.0	86	97.8	2.88	56	230	260.7	7.43
20.5	88	99.9	2.94	57	234	265.3	7.56
21.0	90	102.0	3.00	58	238	270.0	7.69
21.5	92	104.2	3.05	59	242	274.7	7.82
22.0	94	106.4	3.11	60	246	279.2	7.95

U Gambar 2 8

TABEL KONVERSI VISKOSITAS

Tabel 8. Korelasi satuan viskositas.

Kinematik centiStoke	Redwood 1 Seconds	Saybolt Universal Seconds	Engler Derajat	Kinematik centiStoke	Redwood 1 Seconds	Saybolt Universal Seconds	Engler Derajat
61	250	234.0	8.04	134	549	623	17.69
62	254	233.5	8.13	135	553	632	17.95
63	258	233.5	8.31	136	556	642	18.22
64	262	237.7	8.45	140	574	651	18.43
65	265	302.4	8.58	142	582	653	18.74
66	271	307.0	8.72	144	590	667	19.01
67	275	311.7	8.85	146	599	677	19.27
68	279	316.3	8.99	148	607	686	19.54
69	283	321.0	9.11	150	615	695	19.80
70	287	325.5	9.24	152	623	705	20.06
72	295	335	9.51	154	631	714	20.33
74	303	344	9.77	156	640	723	20.59
76	311	353	10.03	158	648	732	20.85
78	319	363	10.30	160	656	742	21.12
80	328	372	10.55	164	672	760	21.55
82	335	381	10.82	168	689	779	22.18
84	344	391	11.09	172	705	797	22.70
86	352	400	11.35	176	722	816	23.23
88	360	410	11.62	180	738	834	23.76
90	369	419	11.88	184	754	853	24.49
92	377	426	12.14	188	771	871	24.82
94	385	433	12.41	192	787	890	25.34
96	393	447	12.67	196	804	908	25.87
98	401	456	12.94	200	820	927	26.40
100	410	465	13.20	204	836	946	26.93
102	418	475	13.45	208	853	964	27.46
104	426	484	13.73	212	869	983	27.99
106	435	493	13.99	216	885	1,001	28.51
108	443	502	14.26	220	902	1,020	29.04
110	451	511	14.52	224	918	1,038	29.57
112	459	521	14.78	228	935	1,057	30.10
114	467	530	15.05	232	951	1,075	30.62
116	476	540	15.31	236	968	1,094	31.15
118	484	549	15.58	Untuk viskositas lebih tinggi menggunakan faktor berikut : RI = 4.10 VK. SU = 4.635 VK. E = .132 VK.			
120	492	558	15.84				
122	500	567	16.10				
124	508	577	16.37				
126	517	586	16.63				
128	525	595	16.90				
130	533	605	17.16				
132	541	614	17.42				

Gambar 2.8
TABEL KONVERSI VISKOSITAS

Tabel 9. Korelasi satuan viskositas.

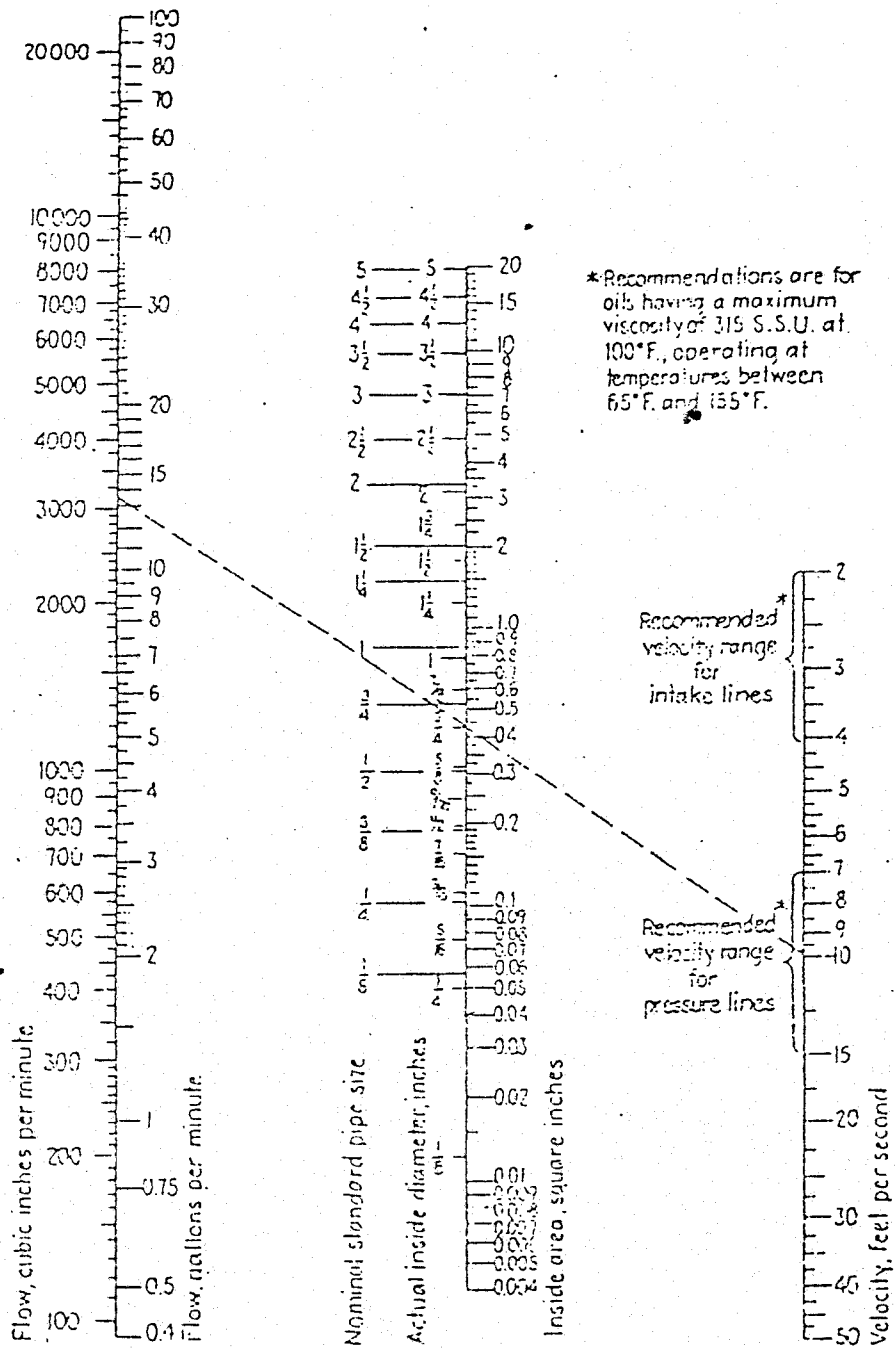


FIG. 22. Nomographic chart for finding flow capacities of pipes and tubes at recommended flow velocities. (Courtesy of Vickers, Inc.)

Tabel 9. Kapasitas aliran fluida pada kecepatannya.

Wall thickness t(in.)	Inside diameter d.(in.)	Outside diameter d.(in.)	Wall thickness t(in.)	Inside diameter d.(in.)	Outside diameter d.(in.)	Wall thickness t(in.)	Inside diameter d.(in.)	Outside diameter d.(in.)	Wall thickness t(in.)	Inside diameter d.(in.)
0.028 0.032 0.035	0.069 0.061 0.055	$\frac{1}{2}$	0.035 0.042 0.049 0.058 0.065 0.072 0.083	0.430 0.416 0.402 0.384 0.370 0.358 0.334	$\frac{7}{8}$	0.049 0.058 0.065 0.072 0.083 0.095 0.109	0.077 0.759 0.745 0.731 0.709 0.685 0.657	$1\frac{1}{2}$	0.120	1.010
0.032 0.035	0.1235 0.1175							$1\frac{1}{2}$	0.065 0.072 0.083 0.095 0.109 0.120	1.330 1.356 1.334 1.310 1.282 1.260
0.035 0.042 0.049 0.058 0.065	0.180 0.166 0.152 0.134 0.120		0.035 0.042 0.049 0.058 0.065 0.072 0.083 0.095	0.555 0.541 0.527 0.509 0.495 0.481 0.459 0.435		0.049 0.058 0.065 0.072 0.083 0.095 0.109 0.120	0.902 0.884 0.870 0.856 0.834 0.810 0.782 0.760	$1\frac{3}{4}$	0.065 0.072 0.083 0.095 0.109 0.120 0.134	1.620 1.606 1.584 1.560 1.532 1.510 1.482
0.035 0.042 0.049 0.058 0.065	0.2425 0.2285 0.2145 0.1965 0.1825									
0.035 0.042 0.049 0.058 0.065	0.305 0.291 0.277 0.259 0.245	$\frac{3}{4}$	0.049 0.058 0.065 0.072 0.083 0.095 0.109	0.652 0.634 0.620 0.606 0.584 0.560 0.532	$1\frac{1}{2}$	0.049 0.058 0.065 0.072 0.083 0.095 0.109	1.152 1.134 1.120 1.106 1.084 1.060 1.032	2	0.065 0.072 0.083 0.095 0.109 0.120 0.134	1.870 1.856 1.834 1.810 1.782 1.760 1.732

Basic dimensions for commercially available tubing (courtesy of Mobil Oil).

Tabel 10. Ukuran pipa baja untuk sistim hidrolik.

TABEL PEMILIHAN SELANG UNTUK BERBAGAI TEKANAN

Ukuran selang dalam inch	1. Menggunakan selang anyaman kawat tunggal, bila tekanan kerja sistemnya.	2. Menggunakan selang anyaman kawat ganda bila tekanan kerja sistemnya.	3. Menggunakan selang kawat spiral bila tekanan kerja sistemnya.
$\frac{1}{4}$ "	3000 psi (200 bar)	5000 psi (345 bar)	—
$\frac{3}{8}$ "	2250 psi (150 bar)	4000 psi (275 bar)	5000 psi (345 bar)
$\frac{1}{2}$ "	2000 psi (140 bar)	3500 psi (240 bar)	4000 psi (275 bar)

(dilanjutkan pada halaman 150)

			(lanjutan)
$\frac{5}{8}$ "	1750 psi (120 bar)	2750 psi (190 bar)	—
$\frac{3}{4}$ "	1500 psi (100 bar)	2250 psi (150 bar)	3000 psi (200 bar)
1 "	800 psi (55 bar)	1875 psi (130 bar)	3000 psi (200 bar)
$1 \frac{1}{4}$ "	600 psi (40 bar)	1625 psi (112 bar)	3000 psi (200 bar)
$1 \frac{1}{2}$ "	500 psi (35 bar)	1250 psi (85 bar)	3000 psi (200 bar)
2 "	350 psi (25 bar)	1125 psi (77 bar)	2500 psi (170 bar)

Tabel 11. Jenis-jenis pipa fleksibel.



MILIK PERPUSTAKAAN
INSTITUT TEKNOLOGI
SEPULUH - NOPEMBER

1 kgf/cm² = 14.223 PSI

1 PSI = 0.0703 kgf/cm²

kgf/cm ²	35	70	105	140	175	210	245	280	315	350
PSI	500	1,000	1,500	2,000	2,500	3,000	3,500	4,000	4,500	5,000

Pump classifications

Description	Pressure (kgf/cm ²)	Output flow (l/min)	Max. rotating speed (rpm)	Overall efficiency (%)
Gear pumps	20 - 175	7 - 570	1,800 - 7,000	75 - 90
Vane pumps	20 - 175	2 - 950	700 - 1,800	75 - 90
Axial piston pumps	70 - 350	2 - 1,700	600 - 6,000	85 - 95
Radial piston pumps	50 - 250	20 - 700	2,000 - 4,000	80 - 92

TABEL 12. KLASIFIKASI pompa hidrolis

TABEL 12. KLASIFIKASI POMPA HIDROLIS

TELLUS OIL

Minyak hidrolik yang mempunyai kandungan anti wear yang efektif dengan tambahan additive lain, sehingga mampu mengurangi keausan, mencegah pembentukan busa, mencegah pembentukan deposit, serta mempunyai daya proteksi yang baik terhadap pengkaratan. Diproduksi dalam 4 ISO (International Standard Organisation) Viscosity Grade mulai dari ISO VG 32 sampai ISO VG 100 yang merupakan kekentalan umum untuk minyak hidrolik di iklim tropik.

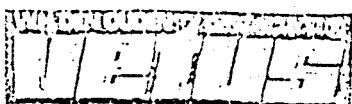
Penggunaan :

Disamping sebagai media hidrolik, juga dipakai untuk melumasi sistem sirkulasi, bantalan pelor dan rodagigi tertutup, akan tetapi tidak dianjurkan untuk melumasi mesin turbin.

Tidak cocok untuk bagian-bagian mesin yang dilapisi dengan perak.

ISO Viscosity Grade		32	46	68	100
Specific Gravity,	15/4 °C	0.8790	0.8747	0.8801	0.8851
Viscosity Kinematic, cSt at :	100 °F	34.54	50.33	75.90	112.50
	210 °F	5.70	7.25	9.30	11.92
	40 °C	31.95	45.81	67.80	99.60
	100 °C	5.58	7.08	9.12	11.54
Viscosity Index		110	112.5	107	103
Colour, ASTM		L 1.0	L 1.0	1.0	L 1.5
Flash Point, COC,	°C	174	220	232	250
Pour Point,	°C	-33	-30	-30	-24

TABEL 14. MINYAK HIDROLIK



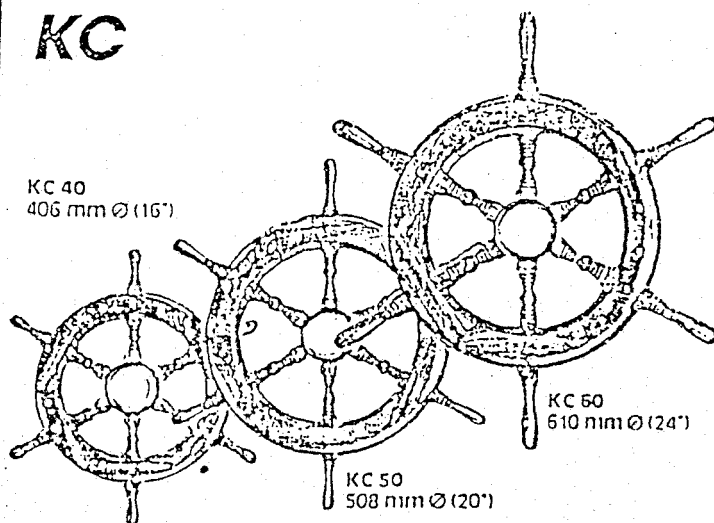
hydraulic steerings

for commercial craft

MT 360 - MT 550 - MT 800 - MT 1160 and MT 1550

KC

KC 40
406 mm Ø (16")



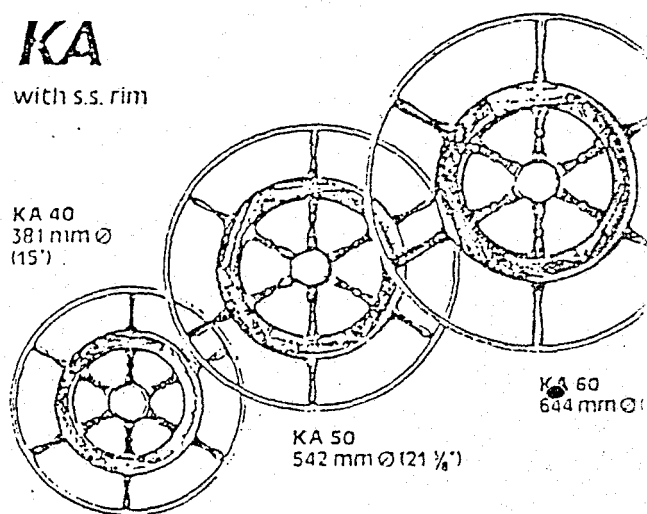
KC 50
508 mm Ø (20")

KC 60
610 mm Ø (24")

KA

with s.s. rim

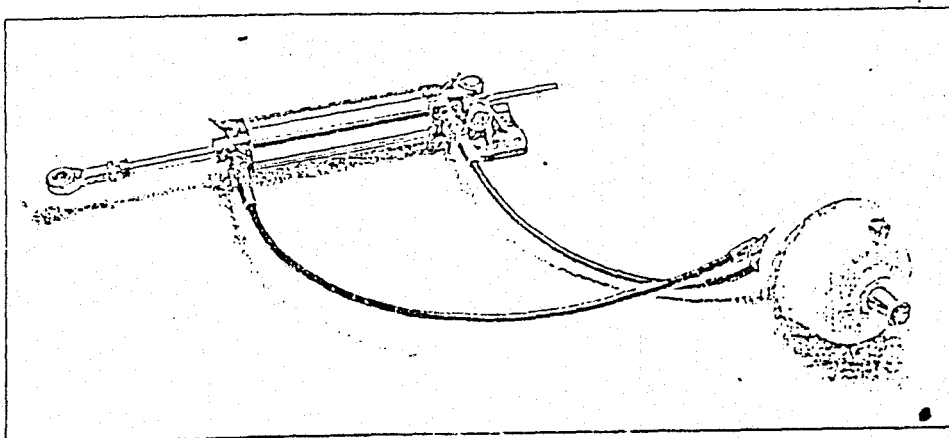
KA 40
381 mm Ø
(15")



KA 50
542 mm Ø (21 1/4")

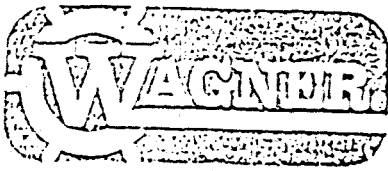
KA 60
644 mm Ø

Available for single and dual station



TECHNICAL DETAILS	MT 360	MT 550	MT 800	MT 1160	MT 1550
Max. torque at a 35° rudder angle	3533 Nm (1360 kgm) (2604 ft.lbs.)	5396 Nm (1550 kgm) (3978 ft.lbs.)	7848 Nm (1802 kgm) (5788 ft.lbs.)	11380 Nm (1160 kgm) (8390 ft.lbs.)	15205 Nm (1550 kgm) (11211 ft.lbs.)
Number of pistons	5	5	7	7	7
Theor. revs of steering wheel from 50° to 50°	11.9	13.5	13.7	19.9	26.6

Tabel 15. Axial piston pump (merk Vetus).



Reference:
P/W 190-0006

NO. 1 and NO. 2 UNIBLOCK

ISSUE:
November/85

The uniblocks are hydraulic manifolds which incorporate all the necessary components to interface electric steering controls to hydraulic steering gears. The input oil to these manifolds is delivered by an electric motor or an engine driven pump. When the pump is driven by an electric motor, the entire manifold is usually pre plumbed and mounted directly to the pumpset. The manifold contains the following equipment:

- 1) Inlet filter
- 2) Adjustable flow control valve
- 3) System relief valve
- 4) Solenoid operated 4-way directional control valve
- 5) Outlet shut-off valves
- 6) Outlet filters

TECHNICAL SPECIFICATIONS - UNIBLOCK NO. 1

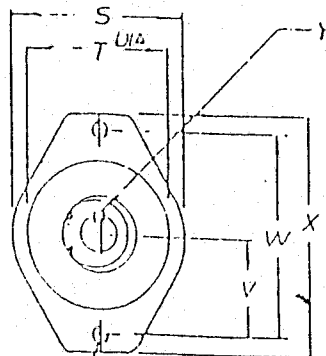
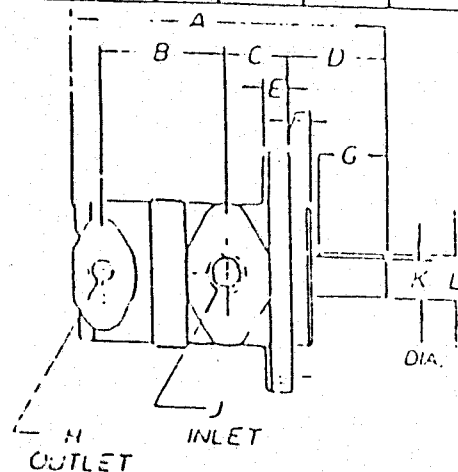
Assembly Number	400-0068	400-0069	400-0070
Voltage DC *	12	24	32
Input flow maximum (U.S. Gallons/Min)	1.1	1.1	1.1
Output flow maximum to steering actuator (U.S. Gallons/Min)	0.55	0.55	0.55
Maximum system pressure (psi)	1450	1450	1450
Net Weight (lbs)	27	27	27

TECHNICAL SPECIFICATIONS - UNIBLOCK NO. 2

Assembly Number	400-0080	400-0081	400-0082
Voltage DC *	12	24	32
Input flow maximum (U.S. Gallons/Min)	3.0	3.0	3.0
Output flow to steering actuator (U.S. Gal/Min)	1.5	1.5	1.5
Maximum system pressure (psi)	1450	1450	1450
Net Weight (lbs)	31	31	31

Tabel 16. Uniblock (Wagner).

	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	PART. INCHES	IN P														
V110-1.5	5 1/4	2 3/16	1 1/8	1.75	0.50	0.38	1.00	3/8	1 1/2	.750	.832	3 7/16	3 3/16	5 1/8	1A	3.5 (89)	3 3/4	3.249	0.44	2.09	4.188	5 1/8	0.100 (4.77) Sq. Key	HO-100000	1 2
V110-2.5	(146)	(56)	(20)	(44.4)	(12.7)	(9.6)	(34.0)	HPT	HPT	(19.05)	(21.13)	(87)	(81)	(117)	1A	3.5 (89)	(95)	(82.52)	(11.2)	(53.1)	(106.37)	(130)		HO-100001	2 8
V110-3.5															1B	4 (102)								HO-100002	3 8
V210-5		2 11/16													10									HO-100004	6 6
V210-8	8	(68)	1 1/2	2.66	0.50	.16	5 1/8	3/4	1"	.750	.832	4 5/8	4 5/16	2 3/16	20	4	3 3/4	3.249	0.44	2.09	4.188	5 1/8	0.100	HO-100005	7 2
V210-8		3 1/8													20									HO-100006	8 3
V210-9	(203)	(79)	(34)	(67.5)	(12.7)	(4.0)	(41)	HPT	HPT	(19.05)	(21.13)	(117)	(110)	(55)	20	(102)	(95)	(82.52)	(11.2)	(53.1)	(106.37)	(130)	(4.77) Sq. Key	HO-100007	10 2
V210-11															20									HO-100008	11 7



2 HOLES FOR
MOUNTING

FLUIDS TEMPERATURE

Hydraulic oil must not exceed 160°F (71 °C) otherwise serious damage will occur.

CAUTION - AIR BLEED

At time of first starting, if the pump does not immediately prime, air should be bled from pump delivery line. This may be accomplished by loosening a connection in the delivery line close to the pump until oil flows, indicating pump has primed.

VACUUM PERMISSIBLE

Pump suction and speed should be related so that vacuum at pump inlet does not exceed 6" of mercury for petroleum oil, 3" for synthetic fluid.

FLUIDS PERMISSIBLE

Petroleum Oil with viscosity ranging between 150 SSU and 250 SSU at 100°F is recommended.

SHAFT ROTATION

Pumps are normally assembled for right hand or clockwise rotation as viewed from the shaft end.

FILTRATION

For maximum overall efficiency and service life, filtration of 25 Micron or less is recommended.

Q: Pulley and Belt Type

R: Minimum Pulley Diameter

H.P.: at 1000 psi & 1000 RPM

Net Weight

V110 series: 8 lbs. (3.6 kg)

V210 series: 10 lbs. (4.2 kg)


PUMP RPM RANGE

DO NOT OPERATE PUMP OVER 1800 RPM, OTHERWISE SERIOUS DAMAGE WILL OCCUR.

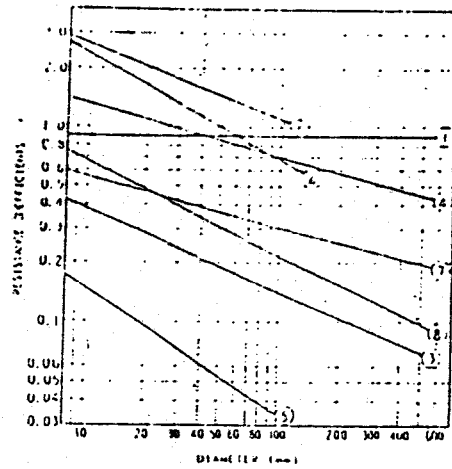
MIN. RECOMMENDED DRIVE SPEED IS 600 RPM. PUMP MAY OPERATE AS LOW AS 450 RPM BUT FULL OIL FLOW IS NOT OBTAINED UNTIL PUMP REACHES 600 RPM.

NOTE

ALL DIMENSIONS IN INCHES (mm) ALLOW SPACE FOR INSTALLATION AND SERVICING

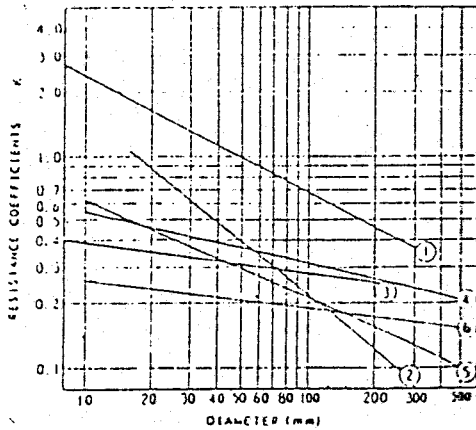
DETAIL	QUANTITY	DESCRIPTION	MATERIAL
 WAGNER ENGINEERING LTD 18 GOSTICK PLACE, NORTH VANCOUVER B.C. CANADA V6P 1G5 MANUFACTURERS OF MARINE HYDRAULIC STEERING GEARS AND AUTOMATIC PUMPS			
MODEL V110 & V210 PUMPS OVERALL DIMENSIONS			
DRAWN RP	DATE APRIL/81	SCALE	QUOTE NO
REVISIONS NOTES			DRAWING NO B - 2325
			REV. 01

TABEL 17. UANE PUMP



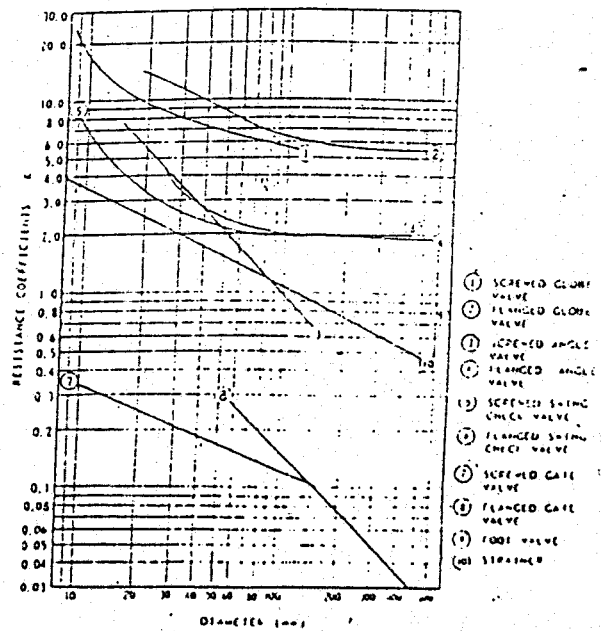
- | | |
|---------------------------|--|
| ① SCREWED TEE LINE FLOW | (3) COMPLETING AND UNION |
| ② SCREWED TEE BRANCH FLOW | (4) 180° SCREWED RETURN BEND |
| ③ FLANGED TEE LINE FLOW | (5) 180° FLANGED RETURN BEND (REGULAR) |
| ④ FLANGED TEE BRANCH FLOW | (6) 180° FLANGED RETURN BEND (LONG RADIUS) |

Fig. 2.6 Resistance coefficients for tee, bend and union



- | | |
|--------------------------------|--------------------------------|
| ① REGULAR SCREWED 90° ELL. | ⑤ LONG RADIUS FLANGED 90° ELL. |
| ② LONG RADIUS SCREWED 90° ELL. | ⑥ LONG RADIUS FLANGED 45° ELL. |
| ③ REGULAR SCREWED 45° ELL. | |
| ④ REGULAR FLANGED 90° ELL. | |

Fig. 2.7 Resistance coefficients for elbows



- | | |
|-----------------------------|----------------------|
| ① SCREWED GLOBE VALVE | ⑤ SCREWED GATE VALVE |
| ② FLANGED GLOBE VALVE | ⑥ FLANGED GATE VALVE |
| ③ SCREWED ANGLE VALVE | ⑦ FOOT VALVE |
| ④ FLANGED ANGLE VALVE | ⑧ NOT STRAINER |
| ⑨ SCREWED SWING CHECK VALVE | |
| ⑩ FLANGED SWING CHECK VALVE | |

Fig. 2.8 Resistance coefficients for valves and strainer

Tabel 18. Koefisien tahanan pada pipa.